

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges
Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales
Veröffentlichungsdatum
29. Januar 2015 (29.01.2015)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/010841 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16H 57/08 (2006.01) F16F 15/131 (2006.01)
F16H 45/02 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2014/063142

(22) Internationales Anmeldedatum:
23. Juni 2014 (23.06.2014)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2013 214 351.6 23. Juli 2013 (23.07.2013) DE

(71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: DIECKHOFF, Tobias; Frankenstr. 155, 97078
Würzburg (DE). DÖGEL, Thomas; An der Bünd 28,
97720 Nüdlingen (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM,

DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM,
ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ,
TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ,
RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY,
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT,
LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE,
SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA,
GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: PLANETARY GEARBOX

(54) Bezeichnung : PLANETENGETRIEBE

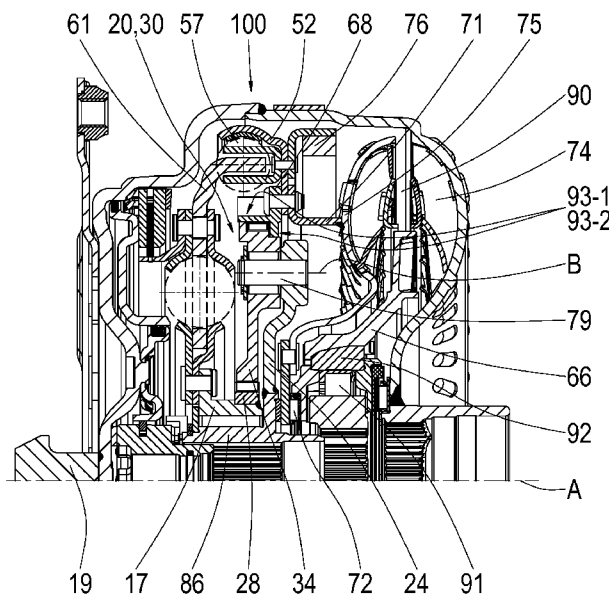


Fig. 11

(57) Abstract: The invention relates to embodiments of a planetary gearbox (30) comprising at least one planetary gear (34) having a planetary gear toothing for meshing with a ring gear (68); and a ring gear (68) having a ring gear toothing which is in meshed engagement with the planetary gear toothing of the planetary gear (34). The planetary gearbox (30) is characterised in that in the planetary gear (34) a planetary gear contact surface (93-2) is constructed axially offset with respect to the planetary gear toothing, and that in the ring gear (68) ring gear contact surface (93-1) corresponding to the planetary gear contact surface (93-2) is constructed axially offset with respect to the ring gear toothing, wherein the planetary gear contact surface (93-2) and the ring gear contact surface (93-1) roll on one another during a relative rotation of the planetary gear (34) with respect to the ring gear (68) and form a radial bearing between the ring gear (68) and the planetary gear (34).

(57) Zusammenfassung: Ausführungsbeispiele beziehen sich auf ein Planetengetriebe (30), mit wenigstens einem Planetenrad (34) mit einer Planetenradverzahnung zum Kämmen mit einem Hohlrad (68); und einem Hohlrad (68) mit einer Hohlradverzahnung, die mit der Planetenradverzahnung des Planetenrads (34) in Kämmeingriff steht. Das Planetengetriebe (30) ist dadurch gekennzeichnet, dass in dem Planetenrad (34) axial

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



versetzt zu der Planetenradverzahnung eine Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) ausgebildet ist, und dass in dem Hohlrad (68) axial versetzt zu der Hohlradverzahnung eine zu der Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche (93-1) ausgebildet ist, wobei die Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) und die Hohlradkontaktierungsfläche (93-1) bei einer Relativverdrehung des Planetenrads (34) zu dem Hohlrad (68) aufeinander abwälzen und eine Radiallagerung zwischen Hohlrad (68) und Planetenrad (34) bilden.

Planetengetriebe

Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung betreffen ein Planetengetriebe mit wenigstens einem Planetenrad mit einer Planetenradverzahnung zum Kämmen mit einem Hohlrad, und mit einem Hohlrad mit einer Hohlradverzahnung, die mit der Planetenradverzahnung des Planetenrads in Kämmeingriff steht oder zumindest gebracht werden kann.

Aus der deutschen Patentanmeldung DE 10 2011 007 118 A1 ist eine Baugruppe in Form einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung bekannt, welche ein in einen Eingangsbereich, beispielsweise durch eine Kurbelwelle eines Antriebsaggregats, eingeleitetes Drehmoment in einen über einen ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmomentenanteil und einen über einen zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmomentenanteil aufteilt. Bei dieser Drehmomentenaufteilung wird nicht nur ein statisches Drehmoment aufgeteilt. Auch im zu übertragenden Drehmoment enthaltene Schwingungen bzw. Drehungleichförmigkeiten, beispielsweise generiert durch periodisch auftretende Zündungen in einem Antriebsaggregat, werden anteilig auf die beiden Drehmomentübertragungswege aufgeteilt. In einer Koppel- oder Überlagerungsanordnung, die als ein Planetengetriebe mit einem Planetenradträger ausgeführt sein kann, werden die über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Drehmomentenanteile wieder zusammengeführt und dann als ein Gesamtdrehmoment in einen Ausgangsbereich, beispielsweise eine Reibkupplung, ein Getriebe oder dergleichen, eingeleitet.

In zumindest einem der Drehmomentübertragungswege ist eine Phasenschieberanordnung mit einem Eingangselement und einem Ausgangselement vorgesehen, welche nach Art eines Schwingungsdämpfers aufgebaut ist, also mit einer Primärseite und einer durch eine Kompressibilität einer Federanordnung bezüglich dieser verdrehbaren Sekundärseite. Insbesondere dann, wenn dieses Schwingungssystem in einen überkritischen Zustand übergeht, also mit Schwingungen angeregt wird, die über einer Resonanzfrequenz des Schwingungssystems liegen, kann eine Phasenverschiebung von bis zu 180° auftreten. Dies bedeutet, dass bei maximaler Phasenverschiebung die vom

Schwingungssystem abgegebenen Schwingungsanteile bezüglich der vom Schwingungssystem aufgenommenen Schwingungsanteile um 180° phasenverschoben sind. Da die über den anderen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Schwingungsanteile keine oder ggf. eine andere Phasenverschiebung erfahren, können die in den vermittels der Koppelanordnung zusammengeführten Drehmomentanteilen enthaltenen und bezüglich einander dann phasenverschobenen Schwingungsanteile einander destruktiv überlagert werden, sodass im Idealfall das in den Ausgangsbereich eingeleitete Gesamtdrehmoment ein im Wesentlichen keine Schwingungsanteile enthaltendes statisches Drehmoment ist.

In Figur 1 ist schematisch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 dargestellt, welche nach dem Prinzip der Leistungs- bzw. Drehmomentaufzweigung arbeitet. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 kann in einem Antriebsstrang eines Fahrzeugs zwischen einem Antriebsaggregat 12 und einem folgenden Teil des Antriebsstrangs, also beispielsweise einem Anfahrlement 14, wie z. B. eine Reibungskupplung, ein hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, angeordnet werden. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 umfasst einen allgemein mit 16 bezeichneten Eingangsbereich. Im Eingangsbereich 16 zweigt sich ein von dem Antriebsaggregat 12 aufgenommenes Drehmoment in einen ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 auf. Im Bereich einer allgemein mit dem Bezugszeichen 20 bezeichneten Überlagerungseinheit, die im nachfolgenden auch als Koppelanordnung bezeichnet wird, werden die über die beiden Drehmomentübertragungswege 18-1 und 18-2 geleiteten Drehmomentenanteile mittels eines ersten Koppelanordnungseingangsteils 22, welcher beispielsweise einen Planeten- oder Hohlradträger 24 umfassen kann und eines zweiten Koppelanordnungseingangsteils 26, welcher ein Antriebssonnenrad 28 aufweisen kann, in die Koppelanordnung 20 eingeleitet und dort wieder zusammengeführt. Anders aufgebaute Koppelanordnungseingangsteile und Koppelanordnungsausgangsteile sind ebenfalls möglich. Dabei kann die Koppelanordnung 20 beispielsweise als ein Planetengetriebe 30 ausgeführt sein. An dem Planetenradträger 22 können beispielsweise ein erstes Planetenrad 32 und ein zweites Planetenrad 34 radial nacheinander und axial überdeckend bzw. überlappend drehbar gelagert sein. Das erste Planetenrad 32 kann einerseits mit dem Antriebssonnenrad 28 und andererseits mit dem zweiten Planetenrad 34 kämmen. In der gemäß Figur 1 ledig-

lich exemplarisch dargestellten Anordnung dient das zweite Planetenrad 34 zur Drehrichtungsumkehr. Von dem zweiten Planetenrad 34 wird das zusammengeführte Drehmoment über ein Ausgangsteil 36, welches beispielsweise ein Abtriebshohlrad 38 umfassen kann, das ebenfalls mit dem zweiten Planetenrad 34 kämmt und mit einem Ausgangsbereich 40 drehfest verbunden ist, zu dem Anfahrlement 14, wie beispielsweise einer Kupplung oder einem Getriebe geleitet.

In dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 ist ein allgemein mit dem Bezugszeichen 42 bezeichnetes Schwingungssystem integriert. Das Schwingungssystem 42 ist als eine Phasenschiebeanordnung wirksam und umfasst eine, beispielsweise an das Antriebsaggregat 12 anzubindende Primärmasse 44, ein mit der Primärmasse 44 drehfest verbundenes Eingangselement 46 sowie eine mit dem Eingangselement 46 verbundene Federanordnung 48. Ein Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 ist weiter mit einem Zwischenelement 52 verbunden, welches hier beispielhaft den Planetenradträger 24 bildet und an dem das erste Planetenrad 32 und das zweite Planetenrad 34 drehbar gelagert ist. Somit ist gemäß der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 nach Figur 1 der Planetenradträger 24 beispielhaft in dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 positioniert, der eine Phasenverschiebung von den über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich den über den zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 geleiteten Drehungleichförmigkeiten aufweist. Dadurch, dass das Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 mit dem Planetenradträger 24 drehfest gekoppelt ist, bilden die Phasenschieberanordnung 42 und die Koppelanordnung 20 eine, in axialer Ausdehnung, kompakte Einheit. Weiter positiv für eine Entkopplungsgüte ist, dass Massenträgheitsmomente des Planetenradträgers 24 und des ersten und des zweiten Planetenrads 32, 34 in die Massenträgheit des Zwischenelementes 52 eingehen.

Ein Drehmomentverlauf im ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 kann von dem Antriebsaggregat 12 kommend über die Primärmasse 44 und das Eingangselement 46 in die Federanordnung 48 verlaufen. Von der Federanordnung 48 wird das erste Drehmoment über das Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 und das Zwischenelement 52 zu dem Planetenradträger 24, welcher das erste Planetenrad 32 und das zwei-

te Planetenrad 34 primär aufnimmt, geführt. Dabei sind das Ausgangselement 50, das Zwischenelement 52 und der Planetenradträger 24 drehfest miteinander gekoppelt.

Im zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 wird das zweite Drehmoment von dem Antriebsaggregat 12 in ein damit drehfest verbundenes Antriebssonnenrad 28 geleitet. Das Antriebssonnenrad 28 kämmt mit dem ersten Planetenrad 32 und führt dadurch das zweite Drehmoment zu dem ersten Planetenrad 32 der Koppelanordnung 20.

Folglich gelangen über die zwei Drehmomentübertragungswege 18-1 und 18-2 das erste und das zweite Drehmoment an das erste Planetenrad 32 und werden dort wieder zusammengeführt. Das zweite Planetenrad 34, das mit dem ersten Planetenrad 32 in Kämmeingriff steht, dient dabei zur Drehrichtungsumkehr, bevor das zusammengeführte Drehmoment von dem zweiten Planetenrad 34 über das Abtriebshohlrad 38 zu dem Ausgangsbereich 40 geführt wird, an den das Anfahrerelement 14, beispielsweise eine Reibkupplung, ein Getriebe oder ein Drehmomentwandler befestigt ist, die hier nicht gezeigt sind.

Für den Fall, dass die Massenträgheit des Zwischenelementes 52 zu Erreichung einer Entkopplungsgüte nicht ausreicht, kann ein Zusatzmassenelement 54 an dem Zwischenelement 52 drehfest befestigt werden. Eine zusätzliche Verbesserung der Entkopplung kann durch die Positionierung eines bekannten Massependels 56 an dem Zwischenelement 52 erreicht werden.

Derartige Drehschwingungsdämpfungsanordnungen 10 können neben hydrodynamischen Drehmomentwandlern zwischen eine Wandler-Überbrückungskupplung und ein Abtriebsaggregat, wie z. B. eine Getriebeantriebswelle, geschaltet werden. Dazu können sich Wandler-Überbrückungskupplung, Drehschwingungsdämpfungsanordnung und hydrodynamischer Drehmomentwandler in einem gemeinsamen Gehäuse, z. B. innerhalb einer Getriebeglocke, befinden. Während zu übertragende Motormomente einerseits stetig ansteigen, verkleinert sich ein zur Verfügung stehender Bauraum in der Getriebeglocke andererseits zusehends.

In Figur 2a ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' nach einem ähnlichen Prinzip wie in Figur 1 beschrieben, als Anwendung in Verbindung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 90 als Anfaehrelement dargestellt. Das daraus resultierende Anfaehrelement umfasst vorwiegend den Drehmomentwandler 90 mit einer Wandler-Überbrückungskupplung 62 und die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10', welche zwischen der Wandler-Überbrückungskupplung 62 und einem Abtriebsaggregat, wie z. B. einer Getriebeeingangswelle angeordnet ist. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' umfasst dabei, wie es bereits anhand der Figur 1 beschrieben wurde, einen ersten und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-1 und 18-2, eine Phasenschiebeanordnung 42 und eine Koppelanordnung 20 in Form eines Planetengetriebes. Zur besseren Verdeutlichung des Wirkprinzips des in Figur 2a dargestellten Anfaehrelementes zeigt die Figur 2b einen Drehmomentenverlauf bei geschlossener Wandler-Überbrückungskupplung 62, während die Figur 2c einen Drehmomentverlauf bei geöffneter Wandler-Überbrückungskupplung 62 darstellt. Die Figuren 2b und 2c sind in Bezug auf die Beschreibungen zur Figur 2a zu sehen.

Bei einer geschlossenen Wandler-Überbrückungskupplung 62 mit dem Drehmomentverlauf, wie er in Figur 2b dargestellt ist, gelangt ein Gesamtdrehmoment M_g , das von einem Antriebsaggregat 12, beispielsweise einem Verbrennungsmotor, kommen kann, über eine Kurbelwelle 19 an ein Wandlergehäuse 95. Weiter wird das Gesamtdrehmoment M_g von dem Wandlergehäuse 95 über einen Wandlerkupplungsantrieb 63 in die Wandler-Überbrückungskupplung 62 geleitet. Aufgrund einer gemäß Figur 2b geschlossenen Wandler-Überbrückungskupplung 62 wird das Gesamtdrehmoment M_g ferner über einen Wandlerkupplungsabtrieb 64 in die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10', hier an ein Führungsblech 59 eines radial inneren Federsatzes bzw. Innenfedersatz 58, welches drehfest mit dem Wandlerkupplungsabtrieb 64 verbunden ist, geleitet. Das Führungsblech 59 kann demnach auch als Eingangsbereich 16 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' angesehen werden. Von dem Führungsblech 59 wird das Gesamtdrehmoment M_g in ein erstes Drehmoment M_{g1} und ein zweites Drehmoment M_{g2} aufgeteilt. Das erste Drehmoment M_{g1} gelangt von dem Führungsblech 59 an einen Innenfedersatz 58. Von dem Innenfedersatz 58 wird das erste Drehmoment M_{g1} über eine Nabenscheibe 61 an einen Außenfedersatz 57 geleitet, der gegenüber dem Innenfedersatz 58 innerhalb des Wandlergehäuses 95 radial weiter außen angeordnet

ist. Von dem Außenfedersatz 57 gelangt das erste Drehmoment Mg_1 über ein Anschlagelement 65 und ein Zwischenelement 52, welches hier beispielhaft als ein Antriebshohlradträger des Planetengetriebes bzw. der Koppelanordnung 20 ausgeführt ist und drehfest mit dem Anschlagelement 65 verbunden ist, an ein Antriebshohlrad 68, das wiederum drehfest mit dem Antriebshohlradträger 52 verbunden ist und um eine Achse A drehbar ist. Dabei kämmt das Antriebshohlrad 68 mit einem ersten Verzahnungssegment 81-1 eines Planetenrads 34 und führt somit das erste Drehmoment Mg_1 an das Planetenrad 34.

Das zweite Drehmoment Mg_2 gelangt über das Führungsblech 59 an einen mit dem Führungsblech 59 drehfest verbundenen Antriebssonnenradträger 17. An dem Antriebssonnenradträger 17 ist ein Antriebssonnenrad 28 drehfest angebracht. Der Antriebssonnenradträger 17 und das Antriebssonnenrad 28 können dabei auch als ein Bauteil gefertigt sein. Folglich wird das zweite Drehmoment Mg_2 an das Antriebssonnenrad 28 geleitet. Dabei kämmt das Antriebssonnenrad 28 mit einem zweiten Verzahnungssegment 81-2 des Planetenrads 34 und führt somit das zweite Drehmoment Mg_2 an das Planetenrad 34. Somit werden an dem Planetenrad 34 das erste Drehmoment Mg_1 und das zweite Drehmoment Mg_2 wieder zusammengeführt. Dabei wird ein Schwingungsanteil im ersten Drehmoment Mg_1 , das über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 durch die Phasenschieberanordnung 42 geleitet wird, mittels der Phasenverschiebung im Idealfall um 180° zu dem Schwingungsanteil im zweiten Drehmoment Mg_2 , welches nicht über die Phasenschieberanordnung 42 geleitet wird, phasenverschoben. Folglich würde sich im Idealfall am Planetenrad 34 das erste Drehmoment Mg_1 mit einem um 180° phasenverschobenen Schwingungsanteil und das zweite Drehmoment Mg_2 destruktiv überlagern, so dass an einem hier ausgangsseitigen Planetenradträger 24 das Gesamtdrehmoment Mg ohne Drehschwingungsanteile anliegt. Der Planetenradträger 24 kann hier auch als Ausgangsbereich 40 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' angesehen werden. Der Planetenradträger 24 ist gemäß Figur 2a, b, c drehfest mit einem Abtriebsflansch 86 verbunden, an dem wiederum eine Getriebeeingangswelle, hier nicht dargestellt, drehfest angekoppelt sein kann und das Gesamtdrehmoment Mg , im Idealfall ohne Schwingungsanteile, an ein Getriebe, hier nicht dargestellt, weiterleiten kann.

Um ein Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes bzw. des Antriebshohlradträgers 52 zu erhöhen, was sich positiv auf die Phasenverschiebung auswirken kann, ist über einen mit dem Zwischenelement 52 vernieteten Träger 71, der somit drehfest mit dem Zwischenelement 52 verbunden ist, ein Turbinenrad 75 drehfest mit dem Zwischenelement bzw. dem Antriebshohlradträger 52 gekoppelt. Zusätzlich können noch an den Träger 71 angekoppelte Zusatzmassen 76 vorgesehen werden, die das Massenträgheitsmoment des Zwischenelements 52 bzw. der Sekundärseite des Phasenschiebers 42 erhöhen und sich damit positiv auf die Phasenverschiebung auswirken können. Das Turbinenrad 75 des Drehmomentwandlers 90 bildet hier zudem auch eine Verbindung zu einer Axiallagerstelle 72. In der Darstellung gemäß Figur 2a, b, c wird zwischen einer Druckscheibe 77 und dem Abtriebsflansch 86 ein zusätzliches Axiallager 72 eingesetzt, sodass zusätzlich eine mit dem Turbinenrad 75 drehfest verbundene Lagerscheibe 78 zwischen Wälzkörpern der Lagerstelle 72 axial geführt wird. Somit wird nicht nur eine axiale Lagerung eines Leitrads 66, das drehfest mit der Druckscheibe 77 verbunden ist, gewährleistet, sondern auch zusätzlich eine axiale Lagerung des Turbinenrads 75 und der daran befestigten Bauteile, sowohl gegenüber dem Abtriebsflansch 86, als auch gegenüber einem Freilauf 91 des Leitrads 66 und dem Wandlergehäuse 95 erreicht. Eine Gleitlagerung oder eine anders ausgeführte Wälzlagerung wäre als Axiallager 72 ebenfalls möglich. Die axiale Lagerstelle 72 sollte aber im Wesentlichen die Axialkräfte des Turbinenrads 75 im Wandlerbetrieb aufnehmen und die axiale Position des Zwischenelements bzw. des Antriebshohlradträgers 52 definieren. Eine radiale Lagerung der Koppelanordnung 20, 30 erfolgt hier über die Verzahnungssegmente 81-1, 81-2 des Planetenrads 34 als sogenannte fliegende Lagerung.

Eine Möglichkeit, eine für die Funktion der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' erforderliche Standübersetzung zwischen dem Antriebssonnenrad 28 und dem Antriebshohlrad 68 mit einem geringeren radialen Bauraumbedarf als in Figur 1 dargestellt, realisieren zu können, ist eine Verwendung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2, wie in Fig. 2a gezeigt. Dabei bildet eine Mittelachse B eine Dreh- und Mittelachse sowohl für das Verzahnungssegment 81-1 als auch für das Verzahnungssegment 81-2. Weiter können sich die beiden Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 teilweise axial (d.h. in Richtung der Drehachse A oder B) überlappen, sodass die Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 mit jeweils 180 Winkel-

graden ausgeführt sein können. Die Verwendung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen, sich teilweise axial überlappenden Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 ist möglich, da ein Verdrehwinkel um die Drehachse B des Planetenrades 34 hinreichend gering ist. Dadurch, dass das Verzahnungssegment 81-2, das mit dem Antriebssonnenrad 28 kämmt, größer ist, als das Verzahnungssegment 81-1, das mit dem Antriebshohlrad 68 kämmt, vergrößert sich der Betrag der Standübersetzung im Vergleich zu einem Getriebe mit bekannten Planetenrädern bei gleichen Aus- und Abmessungen. Für eine bessere Ausnutzung des axialen Bauraums können die beiden Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 des Planetenrads 34 zudem, wie dargestellt, teilweise axial zueinander versetzt sein.

Bei einer geöffneten Wandlerkupplung 62 mit dem Drehmomentverlauf, gezeigt in Figur 2c, wird ein Gesamtdrehmoment M_o über das Wandlergehäuse 95 und ein Verbindungsblech 67 weiter an ein Pumpenrad 74 des Drehmomentwandlers 90 geleitet. Dabei ist das Pumpenrad 74 drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Verbindungsblech 67 verbunden. Das Verbindungsblech 67 ist wiederum drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Wandlergehäuse 95, verbunden. An dem Drehmomentwandler 90 liegt somit das Gesamtdrehmoment M_o am Pumpenrad 74 an. In Abhängigkeit einer Auslegung des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 90, sowie des anliegenden Gesamtdrehmoments M_o und einer anliegenden Drehzahl am Pumpenrad 74, liegt ein Drehmoment M_t am Turbinenrad 75 an. Da das Turbinenrad 75 drehfest mit dem Antriebshohlradträger bzw. dem Zwischenelement 52 gekoppelt ist, wird das Drehmoment M_t vom Turbinenrad 75 an das Zwischenelement 52 weitergeleitet. Von dem Zwischenelement 52 wird das Drehmoment M_t in zwei Drehmomentanteile M_{t1} und M_{t2} aufgeteilt. Der eine Drehmomentanteil M_{t2} liegt an dem Antriebshohlrad 68 an, welches drehfest mit dem Zwischenelement 52 gekoppelt ist. Der andere Drehmomentanteil M_{t1} wird über das Zwischenelement 52 und das Anschlagenelement 65 an den Außenfedersatz 57 geleitet. Von dem Außenfedersatz 57 gelangt dieser Drehmomentanteil M_{t1} über die Nabenscheibe 61 an den Innenfedersatz 58 und weiter von dem Innenfedersatz 58 über die Führungsbleche 59 an den Antriebssonnenradträger 17 und folglich an das Antriebssonnenrad 28. Da sowohl das Antriebssonnenrad 28 als auch das Antriebshohlrad 68 mit dem Planetenrad 34 kämmen, werden die beiden Drehmomentanteile M_{t1} und M_{t2} an dem Planetenrad 34 wieder zu-

sammengeführt. Über den ausgangsseitigen Planetenradträger 24, an dem das Planetenrad 34 drehbar gelagert ist, wird das zusammengeführte Drehmoment M_t an den Abtriebsflansch 86, der drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Planetenradträger 24 verbunden ist, weitergeleitet. Es ist auch möglich, den ausgangsseitigen Abtriebsflansch 86 und den Planetenradträger 24 als ein ausgangsseitiges Bauteil auszuführen. Von dem ausgangsseitigen Abtriebsflansch 86 kann das zusammengeführte Drehmoment M_t an ein Getriebe, hier nicht dargestellt oder ein ähnliches Bauteil, weitergeleitet werden.

Zur Lagerung der Bauteile an der Ausgangsseite des Phasenschiebers 42 ist eine Axiallagerung 72 im Bereich bzw. unter Nutzung der in Wandlerkonstruktionen üblicherweise vorhandenen Freilauf-Lagerung bekannt. Eine Radiallagerung kann – wie beschrieben – als fliegende Lagerung des Hohlrades 68 auf einem Planetenrad 34 ausgeführt sein. Für den Fall dass die fliegende Lagerung keine hinreichende radiale Führung bietet, kann ein zusätzliches Radiallager oder ein Einsatz kombinierter Radial-/Axiallager im Bereich der Axiallager-Stelle 72 in Betracht kommen. Jedoch können derartige Maßnahmen, insbesondere bei auftretenden sehr hohen Radialbelastungen, nicht ausreichend sein.

Ausgehend davon ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Planetengetriebe so weiterzubilden, dass es gegenüber bekannten Planetengetrieben verbessert wird, insbesondere unter Berücksichtigung eines kompakten (axialen) Bauraums.

Diese Aufgabe wird durch ein Planetengetriebe mit den Merkmalen des unabhängigen Anspruchs gelöst.

Einige vorteilhafte Ausführungsformung und Weiterbildungen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

Ausführungsbeispiele betreffen eine spezielle Form der Radiallagerung, die bei Umlaufräder- bzw. Planetengetrieben im Allgemeinen und so auch speziell bei der Drehmomentungleichförmigkeiten-Reduzierung (DU-Reduzierung) durch Leistungsverzweigung zum Einsatz kommen kann. Ebenso stellen Ausführungsbeispiele speziell für eine Leis-

tungsverzweigung eine weitere Möglichkeit bereit, hohe Axiallasten, wie sie beispielsweise bei einer starken Verzögerung eines Fahrzeugs durch eine Masse zu lagernder Teile auftreten können, zusätzlich abzufangen.

Gemäß einem ersten Aspekt sehen Ausführungsbeispiele ein Planeten- bzw. Umlaufrädergetriebe vor, welches beispielsweise als Koppelgetriebe für eine Leistungs- bzw. Drehmomentverzweigung eingesetzt werden kann, d.h. einen ersten und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg zusammenführen und zu einem Abtrieb weiterleiten kann. Das Planetengetriebe umfasst dabei wenigstens ein Planetenrad mit einer Planetenradverzahnung zum Kämme mit einem Hohlrad und ggf. mit einem Sonnenrad. Ferner weist das Planetengetriebe ein Hohlrad mit einer Hohlradverzahnung auf, die mit der Planetenradverzahnung des Planetenrads in Kämmeingriff steht. Gemäß Ausführungsbeispielen ist das Planetengetriebe dadurch gekennzeichnet, dass in dem Planetenrad axial versetzt zu der Planetenradverzahnung eine Planetenradkontaktierungsfläche ausgebildet ist. In dem Hohlrad ist axial versetzt zu der Hohlradverzahnung eine zu der Planetenradkontaktierungsfläche korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche ausgebildet, so dass die Planetenradkontaktierungsfläche und die Hohlradkontaktierungsfläche bei einer Relativverdrehung des Planetenrads zu dem Hohlrad eine Radiallagerung zwischen Hohlrad und Planetenrad bilden können. Dabei kann diese Radiallagerung beispielsweise als bekannte Gleitlagerung und oder als Wälzlagerung ausgeführt sein, bei der auch bekannte Zusatzgleit- oder Zusatzwälzelemente Anwendung finden können. Zusätzlich oder alternativ kann in dem Sonnenrad axial versetzt zu einer Sonnenradverzahnung eine zu der oder zu einer weiteren Planetenradkontaktierungsfläche korrespondierende Sonnenradkontaktierungsfläche ausgebildet sein, so dass die Planetenradkontaktierungsfläche und die Sonnenradkontaktierungsfläche bei einer Relativverdrehung des Planetenrads zu dem Sonnenrad aufeinander abwälzen und eine Radiallagerung zwischen Planetenrad und Sonnenrad bilden können. Auch diese Radiallagerung kann in den bereits erwähnten Ausführungsformen ausgeführt sein.

Ausführungsbeispiele betreffen also eine spezielle Ausführung einer Wälzlagerung, bei der ein Hohlrad und ein oder mehrere Planeten mit zusätzlichen (Wälz-) Flächen versehen werden können, welche coaxial zu den jeweiligen Drehachsen angeordnet sein

können, aufeinander abwälzen und dabei über eine entstehende Linienberührung Radialkräfte zwischen Planeten- und Hohlrad übertragen können.

Gemäß manchen Ausführungsbeispielen können die zueinander korrespondierenden Ring- oder Wälzflächen lediglich auf einer Seite der in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen zueinander ausgebildet sein, beispielsweise um axialen Bauraum einsparen zu können. Um eine symmetrischere Lastverteilung zu erreichen, die insbesondere bei hohen Radiallasten, aber auch gemäß manchen Ausführungsbeispielen bei auftretenden Axiallasten, vorteilhaft sein kann, sehen manche Ausführungsformen vor, axial zu beiden Seiten der in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen zueinander korrespondierende Planetenrad- und Hohl-/Sonnenradkontaktierungsflächen auszubilden. Die können optional so ausgebildet sein, dass durch die beidseitige Anordnung der zueinander korrespondierenden Kontaktierungsflächen zusätzlich zu der Radiallagerung auch eine Axiallagerung zwischen Hohl-/Sonnenrad und Planetenrad gebildet wird.

Je nach Anforderung können eine Verzahnung und eine dazu entlang der jeweiligen Drehachse axial versetzte Kontaktierungsfläche des Planetenrads und/oder des Hohl- bzw. Sonnenrads einstückig oder mehrstückig ausgebildet sein. Das erstere kann in erster Linie eine höhere Festigkeit, das letztere eine bessere bzw. kostengünstige Herstellbarkeit bedeuten.

Gemäß manchen Ausführungsbeispielen kann eine Planetenradkontaktierungsfläche mittels einer axial versetzt zu der Planetenradverzahnung angeordneten und radial nach außen weisenden Ringschulter des Planetenrads gebildet werden. Dabei kann die Planetenradschulter (bzw. die dadurch gebildete Wälzfläche) die Planetenradverzahnung bzw. einen Teilkreis der Planetenradverzahnung nach radial außen überragen oder auch demgegenüber nach radial innen zurückversetzt sein. Dementsprechend kann die dazu korrespondierende Hohl- bzw. Sonnenradkontaktierungsfläche mittels einer axial versetzt zu der Hohl-/Sonnenradverzahnung angeordneten und in Richtung Planetenradschulter weisenden Ringschulter des Hohl-/Sonnenrads gebildet werden. Auch hier kann die Hohl-/Sonnenradschulter (bzw. die dadurch gebildete Wälzfläche) die Hohl-/Sonnenradverzahnung bzw. den Teilkreis davon nach radial außen überragen oder demgegenüber nach radial innen zurückversetzt sein. Durch diese An-

ordnungen ergibt sich, neben der durch die aufeinander abrollenden Wälzflächen gebildeten Radiallagerung, insbesondere vermittels der die Verzahnungen axial abstützenden und umgreifenden Ringschultern, zusätzlich auch eine Axiallagerung der in Kämmeingriff stehenden antriebs- und abtriebsseitigen Bauteile. Die zueinander korrespondierenden Kontaktierungsflächen können einerseits konvex (z.B. am Planetenrad) und andererseits konkav (z.B. am Hohlrad) ausgebildet sein. Zwei zueinander korrespondierende konvexe Kontaktierungsflächen sind auch denkbar, z.B. wenn sich Sonnenrad und Planetenrad gegeneinander radial abstützen sollen.

Zusätzlich oder alternativ können Ausführungsbeispiele vorsehen, dass das Planetenrad von einem Planetenradträger getragen wird und dass das Hohl- bzw. Sonnenrad von einem gegenüber dem Planetenradträger axial versetzt angeordneten Hohl- bzw. Sonnenradträger getragen wird, wobei der Planetenradträger und/oder der Hohl-/Sonnenradträger derart ausgebildet sein kann, dass sich zwischen dem Planetenradträger und dem Hohl-/Sonnenradträger bei Überschreitung eines Axialkraftschwellenwerts definierte Axiallagerstellen zur gegenseitigen axialen Abstützung ergeben. Derartige definierte Axiallagerstellen können beispielsweise durch axiale Ausformungen bzw. Nasen an dem Planetenradträger und/oder dem Hohl-/Sonnenradträger bereitgestellt werden, welche definierte Anlagepunkte bzw. -flächen zwischen Planetenradträger und Hohl-/Sonnenradträger bereitstellen. Bei manchen Ausführungsbeispielen kann der Hohlradträger mit einem Drehmomentwandler gekoppelt sein. Ausführungsbeispiele können also in Bezug auf die axiale Lagerung ein oder mehrere zusätzliche Lagerstellen vorsehen, die für den Fall eingreifen können, dass z.B. bei einem starken Bremsmanöver eine vorhandene Axiallagerung nicht ausreicht.

Für den Fall, dass es durch die vordefinierten Anlagepunkte bzw. Axiallagerstellen zu Berührungen zwischen dem rotierenden Planetenradträger (Abtrieb) und Hohl-/Sonnenradträger (Antrieb) kommt, kann es vorteilhaft sein, wenn die definierten Axiallagerstellen ein Material mit einem geringeren Reibungskoeffizienten und/oder einem geringeren Verschleiß aufweisen als dazu benachbarte Stellen. Ein geringer Reibungskoeffizient kann beispielsweise einen Kraftstoffverbrauch senken, während ein geringer Verschleiß Wartungsintervalle verlängern kann.

Zusätzlich oder alternativ können eine erste Drehachse des Hohl- bzw. Sonnenrads und eine zweite Drehachse des Planetenrads in einer durch die beiden Drehachsen aufgespannten Ebene schräg, d.h. nicht parallel, zueinander verlaufen. Gemäß manchen Ausführungsbeispielen wird also vorgeschlagen, die zweite Drehachse des Planetenrads gegenüber der ersten Drehachse zu verkippen. Insbesondere kann die zweite Drehachse gegenüber der ersten Drehachse derart verkippt werden, dass ein Bauraum radial innerhalb eines im Vorhergehenden beschriebenen Innenfedersatzes einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung und der zugehörigen Deck- bzw. Führungsbleche besser genutzt werden kann. Vermittels entsprechender Schrägstellung bzw. Verkipfung kann das radial innen liegende Sonnenrad auf seinem Sonnenradträger axial näher an dem Innenfedersatz bzw. dessen Führungsblechen gebaut werden, wodurch die Drehschwingungsdämpfungsanordnung und insbesondere die Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfassende Anfaehrelemente axial schmaler gebaut werden können. Somit ermöglichen derartige Ausführungsbeispiele dem Trend nach sich ständig verkleinernden Bauräumen in der Getriebeglocke zu folgen.

Gemäß Ausführungsbeispielen sind die erste und die zweite Drehachse derart zueinander verkippt, dass die erste und die zweite Drehachse in einer durch die beiden Drehachsen aufgespannten Ebene schräg zueinander verlaufen. Ausgehend von einer axialen Richtung, welche durch die erste Drehachse definiert wird, umfasst die zweite Drehachse neben einer axialen Komponente parallel zu der ersten Drehachse eine zusätzliche Richtungskomponente, welche senkrecht zu der durch die erste Drehachse definierten axialen Richtung orientiert ist. Das kann beispielsweise eine radiale Komponente sein. Je nach speziellen baulichen Anforderungen kann ein Winkel zwischen den beiden Drehachsen in einem Bereich von 0° bis 45° , insbesondere von 5° bis 20° liegen. Gemäß Ausführungsbeispielen ist eine Neigung bzw. Verkipfung der beiden Drehachsen zueinander derart gewählt, dass ein radial innen liegender Teil des Planetenrads bzw. ein damit in Kämmeingriff stehendes Sonnenrad axial näher mit einem Eingangsbereich bzw. einem (Innen-)Federsatz einer das Planetengetriebe umfassenden Drehschwingungsdämpfungsanordnung zusammenrücken kann.

Gemäß manchen Ausführungsbeispielen kann das Planetenrad einen ersten Planetenradteil mit einem ersten Verzahnungsdurchmesser und einen zweiten Planetenradteil

mit einem zweiten von dem ersten verschiedenen Verzahnungsdurchmesser aufweisen. Während der erste und der zweite Planetenradteil gemäß einigen Ausführungsbeispielen durch unterschiedliche koaxial entlang der zweiten Drehachse angeordnete Planetenräder mit unterschiedlichen Verzahnungsdurchmessern realisiert werden können, können auch Ausführungsbeispiele bevorzugt werden, bei denen der erste Planetenradteil durch ein erstes Kreissegment des Planetenrads mit dem ersten Verzahnungsdurchmesser und der zweite Planetenradteil durch ein zweites Kreissegment des Planetenrads mit dem zweiten Verzahnungsdurchmesser gebildet wird. Insbesondere die letztgenannten Ausführungsformen ermöglichen auf effiziente Weise einen signifikanten axialen Bauraumgewinn. Durch die unterschiedlichen Verzahnungsdurchmesser des ersten und des zweiten Planetenradteils können Übersetzungsverhältnisse zwischen einem ersten Drehmomentübertragungsweg und einem zweiten Drehmomentübertragungsweg variabler gestaltet werden, was sich vorteilhaft auf die Auslegung einer gesamten Drehschwingungsdämpfungsanordnung auswirken kann und dabei einen Bauraumvorteil bieten kann.

Dementsprechend können gemäß manchen Ausführungsformen das Hohlrad mit einem ersten Drehmomentübertragungsweg einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung, das Sonnenrad mit einem zweiten Drehmomentübertragungsweg der Drehschwingungsdämpfungsanordnung gekoppelt sein, und das Planetengetriebe eine Koppelanordnung bzw. ein Koppelgetriebe zur Überlagerung von über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomenten bilden.

Gemäß einigen Ausführungsbeispielen können das in dem ersten Drehmomentübertragungsweg befindliche Hohlrad mit dem ersten Planetenradteil und das in dem zweiten Drehmomentübertragungsweg befindliche Sonnenrad mit dem zweiten Planetenradteil in Kämmeingriff stehen. Um das Hohlrad einerseits und das Sonnenrad andererseits bauraumbedingt in unterschiedlichen axialen Ebenen anordnen zu können, können die beiden Planetenradteile in Richtung der ersten und/oder der zweiten Drehachse axial (d. h. in der jeweiligen axialen Richtung) versetzt zueinander angeordnet sein. Selbstverständlich sind auch Ausführungsformen denkbar, bei denen die beiden Planetenradteile in axialer Richtung, d. h. in Richtung entlang der ersten und/oder der zweiten Drehachse, in derselben axialen Ebene angeordnet sind. Derartige Ausführungsformen

ermöglichen insbesondere eine einfache und kostengünstige Fertigung des Planetengetriebes.

Gemäß einigen Ausführungsbeispielen kann vorgesehen sein, dass der erste Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich von über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten. In zumindest einem der Drehmomentübertragungswege kann also eine Phasenschieberanordnung mit einem Eingangselement und einem Ausgangselement vorgesehen sein, welche nach Art eines Schwingungsdämpfers, also mit einer Primärseite und einer durch die Kompressibilität einer Federanordnung bezüglich dieser verdrehbaren Sekundärseite, aufgebaut sein kann. Insbesondere dann, wenn dieses Schwingungssystem in einen überkritischen Zustand übergeht, also mit Schwingungen angeregt wird, die über der Resonanzfrequenz des Schwingungssystems liegen, kann eine Phasenverschiebung zwischen den beiden Drehmomentübertragungswegen von bis zu 180° auftreten. Dies bedeutet, dass bei maximaler Phasenverschiebung die vom Schwingungssystem abgegebenen Schwingungsanteile bezüglich der vom Schwingungssystem aufgenommenen Schwingungsanteile um 180° phasenverschoben sind. Da die über den anderen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Schwingungsanteile keine oder ggf. eine andere Phasenverschiebung erfahren, können die in den zusammengeführten Drehmomentanteilen enthaltenen und bezüglich einander dann phasenverschobenen Schwingungsanteile einander destruktiv überlagert werden, so dass im Idealfall das in den Ausgangsbereich eingeleitete Gesamtdrehmoment ein im Wesentlichen keine Schwingungsanteile enthaltendes statisches Drehmoment ist. Die Federanordnung der Phasenschieberanordnung kann zumindest einen Federsatz, der vorteilhaft eine Schraubenfeder umfasst, aufweisen. Bei der Verwendung von wenigstens zwei Federsätzen können diese sowohl in paralleler als auch in serieller Wirkweise angeordnet sein.

Um weitere Verbesserungen hinsichtlich eines benötigten axialen Bauraums zu bewirken, kann eine Sekundärseite der Phasenschieberanordnung, die mit deren Primärseite über die Federanordnung gekoppelt ist, im Wesentlichen durch einen einstückigen Massegrundkörper zur Bereitstellung eines gewünschten Masseträgheitsmoments ge-

bildet werden. Gegenüber herkömmlicherweise mehrteiligen bzw. mehrstückigen Massen und/oder Zusatzmassen zur Bereitstellung des gewünschten Masseträgheitsmoments bietet ein einstückiger Massegrundkörper insbesondere Bauraumvorteile. Um noch mehr axialen und/oder radialen Bauraum einsparen zu können, schlagen manche Ausführungsbeispiele vor, in den sekundärseitigen einstückigen Massegrundkörper eine Hohlradverzahnung zum Kämmen mit dem Planetenrad einzuformen. Bei derartigen Ausführungsformen kann der einstückige Massegrundkörper also gleichzeitig als Antriebshohlrad zum Einleiten eines über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmoments in das Planetenrad dienen, in welchem die beiden Drehmomentübertragungswege zusammengeführt werden, bevor sie über einen ausgangsseitigen Planeten- oder Hohlradträger an einen Drehmomentausgang der Drehschwingungsdämpfungsanordnung weitergegeben werden.

Zur weiteren Bauraumoptimierung kann der einteilig ausgebildete Massegrundkörper weiterhin als radiale Abstützung für den (Außen-)Federsatz der Phasenschieberanordnung eingesetzt werden, wodurch herkömmliche Bauteile, wie z. B. Führungsbleche und Anschlagenelemente für die Federanordnung eingespart werden können. Zusätzlich oder alternativ kann der Massegrundkörper auch in einen Federkanal ragende Stege aufweisen, welche einer Feder der Federanordnung als Anschläge in Umfangsrichtung (d. h. tangential zur ersten Drehachse) dienen können. Somit können weitere Bauteile und damit letztlich auch weiterer Bauraum eingespart werden.

Weiteres Bauraumeinsparpotential, insbesondere in axialer Richtung, kann dadurch erreicht werden, dass eine Nabenscheibe einer Primärseite eines (äußeren) Torsionsschwingungsdämpfers bzw. Federsatzes von radial innen nach radial außen in den Federsatz eingreift. Im Vergleich zu herkömmlichen Konstruktionen ermöglicht diese Maßnahme, dass die Drehschwingungsdämpfungsanordnung axial schmaler gebaut werden kann.

Zusätzlich oder alternativ kann gemäß einigen Ausführungsformen ein Turbinenrad eines axial neben der Drehschwingungsdämpfungsanordnung angeordneten Drehmomentwandlers über eine Steckverzahnung drehfest um eine Drehachse, z.B. eine Getriebedrehachse, mit einem ersten Ausgangsbereich (bezüglich des ersten Drehmo-

mentübertragungswegs) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung bzw. des Phasenschiebers gekoppelt sein. Eine Steckverzahnung ist dabei eine mögliche Formgebung in einer Welle-Nabe-Verbindung. Es handelt sich um eine Vielfach-Mitnehmerverbindung, wobei ein Drehmoment von den Zahnflanken übertragen wird. Die Welle ist außen- und die Nabe ist innen-verzahnt. Die beiden Teile lassen sich dabei grundsätzlich axial gegeneinander bewegen, was in vielen Anwendungen ausgenutzt wird. Durch die Steckverzahnung kann das Turbinenrad bzw. die Turbine mit dem ersten Ausgangsbereich mit diesem zwar drehfest, jedoch nicht mehr axial bestimmt verbunden werden, so dass Verformungen eines Turbinenblechs aufgrund zu hoher Axialkräfte vermieden werden können. Ebenso soll auch eine Verschiebung oder Verformung des Getriebes durch den Axial Schub der Turbine vermieden werden. Gemäß manchen Ausführungsbeispielen kann der erste Ausgangsbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung einen Träger für das Hohlrad umfassen, wobei dann der Hohlradträger über die Steckverzahnung drehfest jedoch axial unbestimmt mit dem Turbinenrad gekoppelt ist.

Gemäß einem weiteren Aspekt sehen weitere Ausführungsbeispiele auch ein Kraftfahrzeug mit einer ausführungsgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung vor.

Im Nachfolgenden werden einige exemplarische Ausführungsbeispiele anhand der beiliegenden Figuren näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine Prinzipskizze einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei Planetenrädern, die am Ausgang einer Phasenschieberanordnung gelagert sind;

Figur 2a eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung in Anwendung in Verbindung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler;

Figur 2b einen Drehmomentenverlauf der Anordnung gemäß Figur 2a bei geschlossener Wandlerkupplung;

Figur 2c einen Drehmomentverlauf der Anordnung gemäß Figur 2a bei geöffneter Wandlerkupplung;

Figur 3 einen Schnitt durch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 4 a, b eine Schnittansicht eines segmentierten Planetenrads mit zwei unterschiedlichen Verzahnungsdurchmessern gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 5 ein Anfaehrelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel, welche zwischen einer Wandler-Überbrückungskupplung und einem Drehmomentwandler angeordnet ist;

Figur 6 ein Anfaehrelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel;

Figur 7 ein Anfaehrelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel mit einem einstückigen Massegrundkörper zur Bereitstellung eines Massenträgheitsmoments;

Figur 8 ein Anfaehrelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel mit einer Nabenscheibe, welche von radial innen nach radial außen in eine Federanordnung einer Phasenschieberanordnung eingreift;

Figur 9, 10 weitere Ausführungsbeispiele von Anfaehrelementen mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung zur Gewinnung weiteren axialen Bauraums;

Figur 11 ein Ausführungsbeispiel mit einer Radiallagerung in einem Koppel- bzw. Planetengetriebe gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 12 einige Konstruktionsvarianten der Radiallagerung im Koppel- bzw. Planetengetriebe;

Figur 13 ein Ausführungsbeispiel einer axialen Lagerung eines Turbinenrads, eines Drehmomentwandlers und eines Eingangshohlrads einer dazu benachbarten Leistungsverzweigung;

Figur 14 ein Ausführungsbeispiel mit einer Steckverzahnungskopplung zwischen einem Turbinenrad eines axial neben einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung angeordneten Drehmomentwandlers und einem Ausgangsbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung.

Verschiedene Ausführungsbeispiele werden nun ausführlicher unter Bezugnahme auf die beiliegenden Figuren beschrieben, in denen einige Ausführungsbeispiele dargestellt sind. In den Figuren können die Dickenabmessungen von Linien, Schichten und/oder Regionen um der Deutlichkeit Willen übertrieben dargestellt sein.

Bei der nachfolgenden Beschreibung der beigefügten Figuren, die lediglich einige exemplarische Ausführungsbeispiele zeigen, können gleiche Bezugszeichen gleiche oder vergleichbare Komponenten bezeichnen. Ferner können zusammenfassende Bezugszeichen für Komponenten und Objekte verwendet werden, die mehrfach in einem Ausführungsbeispiel oder in einer Zeichnung auftreten, jedoch hinsichtlich eines oder mehrerer Merkmale gemeinsam beschrieben werden. Komponenten oder Objekte, die mit gleichen oder zusammenfassenden Bezugszeichen beschrieben werden, können hinsichtlich einzelner, mehrerer oder aller Merkmale, beispielsweise ihrer Dimensionierungen, gleich, jedoch gegebenenfalls auch unterschiedlich ausgeführt sein, sofern sich aus der Beschreibung nicht etwas anderes explizit oder implizit ergibt.

Obwohl Ausführungsbeispiele auf verschiedene Weise modifiziert und abgeändert werden können, sind Ausführungsbeispiele in den Figuren als Beispiele dargestellt und werden hierin ausführlich beschrieben. Es sei jedoch klargestellt, dass nicht beabsichtigt ist, Ausführungsbeispiele auf die jeweils offenbarten Formen zu beschränken, sondern dass Ausführungsbeispiele vielmehr sämtliche funktionale und/oder strukturelle Modifikationen, Äquivalente und Alternativen, die im Bereich der Erfindung liegen, abdecken sollen.

Man beachte, dass ein Element, das als mit einem anderen Element „verbunden“ oder „verkoppelt“ bezeichnet wird, mit dem anderen Element direkt verbunden oder verkoppelt sein kann oder dass dazwischenliegende Elemente vorhanden sein können. Wenn ein Element dagegen als „direkt verbunden“ oder „direkt verkoppelt“ mit einem anderen Element bezeichnet wird, sind keine dazwischenliegenden Elemente vorhanden. Andere Begriffe, die verwendet werden, um die Beziehung zwischen Elementen zu beschreiben, sollten auf ähnliche Weise interpretiert werden (z.B., „zwischen“ gegenüber „direkt dazwischen“, „angrenzend“ gegenüber „direkt angrenzend“ usw.).

Die Terminologie, die hierin verwendet wird, dient nur der Beschreibung bestimmter Ausführungsbeispiele und soll die Ausführungsbeispiele nicht beschränken. Wie hierin verwendet, sollen die Singularformen „einer“, „eine“, „eines“ und „der, die, das“ auch die Pluralformen beinhalten, solange der Kontext nicht eindeutig etwas anderes angibt. Ferner sei klargestellt, dass die Ausdrücke wie z.B. „beinhaltet“, „beinhaltend“, „aufweist“ und/oder „aufweisend“, wie hierin verwendet, das Vorhandensein von genannten Merkmalen, ganzen Zahlen, Schritten, Arbeitsabläufen, Elementen und/oder Komponenten angeben, aber das Vorhandensein oder die Hinzufügung von einem bzw. einer oder mehreren Merkmalen, ganzen Zahlen, Schritten, Arbeitsabläufen, Elementen, Komponenten und/oder Gruppen davon nicht ausschließen.

Solange nichts anderes definiert ist, haben sämtliche hierin verwendeten Begriffe (einschließlich von technischen und wissenschaftlichen Begriffen) die gleiche Bedeutung, die ihnen ein Durchschnittsfachmann auf dem Gebiet, zu dem die Ausführungsbeispiele gehören, beimisst. Ferner sei klargestellt, dass Ausdrücke, z.B. diejenigen, die in allgemein verwendeten Wörterbüchern definiert sind, so zu interpretieren sind, als hätten sie die Bedeutung, die mit ihrer Bedeutung im Kontext der einschlägigen Technik konsistent ist, und nicht in einem idealisierten oder übermäßig formalen Sinn zu interpretieren sind, solange dies hierin nicht ausdrücklich definiert ist.

Die Figur 3 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100, welche exemplarisch zusammen mit einer Wandler-Überbrückungskupplung 62 und einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 90 in ein Wandlergehäuse 95 inte-

griert ist und ein Anfahrerelement bildet. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 bildet somit eine axial neben bzw. benachbart zu dem Wandler 90 angeordnete Baugruppe eines Antriebsstrangs. Ein Abtrieb 64 der Wandlerkupplung 62 bildet einen zur Drehung um eine erste Drehachse A anzutreibenden bzw. antreibbaren Eingangsbereich 16 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100. Ein Planetenradträger 24, der beispielsweise mittels einer Schweißverbindung mit einem Abtriebsflansch 86 zur Getriebeeingangswelle gekoppelt sein kann, bildet einen Ausgangsbereich 40 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100. Wie es eingangs anhand der Figuren 1 und 2 bereits beschrieben wurde, umfasst auch die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 gemäß Figur 3 einen von dem Eingangsbereich 16 zu dem Ausgangsbereich 40 verlaufenden ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1, sowie einen von dem Eingangsbereich 16 zu dem Ausgangsbereich 40 verlaufenden zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 und stellt damit eine Leistungsverzweigung bereit. Mit dem Ausgangsbereich 40 ist eine Koppelanordnung 20 zur Überlagerung von über die beiden Drehmomentübertragungswege 18-1, 18-2 geleiteten Drehmomenten verbunden. Gemäß Ausführungsbeispielen umfasst die Koppelanordnung 20 ein Planetengetriebe 30 mit einem Planetenrad 34, das um eine zweite Drehachse B drehbar ist, die gegenüber der ersten Drehachse A, die beispielsweise durch eine Getriebeeingangswelle gebildet werden kann, radial außerhalb angeordnet ist. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 gemäß Figur 3 unterscheidet sich von der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' gemäß Figur 2a, b, c insbesondere dadurch, dass die erste Drehachse A und die zweite Drehachse B schräg zueinander verlaufen. Ansonsten sind die Funktionen ähnlich, weshalb auf eine wiederholte detaillierte Erläuterung der Funktionsweise abgesehen wird. Der Leser sei dazu auf die Beschreibung der Figuren 2a – c verwiesen. Der Begriff "schräg" kann so verstanden werden, dass die erste Drehachse A und die zweite Drehachse B in einer durch die beiden Drehachsen A, B aufgespannten Ebene schräg bzw. verkippt zueinander verlaufen. Die beiden Drehachsen A, B können also gemäß Ausführungsbeispielen derart angeordnet sein, dass sie eine gemeinsame Ebene aufspannen. Diese Ebene kann eine axiale Komponente (in Richtung der ersten Drehachse A) und eine radiale Komponente (radial weg von der ersten Drehachse A hin zur zweiten Drehachse B) aufweisen. In dieser gemeinsamen Ebene können die beiden Drehachsen A, B einen von 0° verschiedenen Winkel einschließen. Insbesondere kann

der von den beiden Drehachsen A, B eingeschlossene Winkel betragsmäßig in einem Bereich von 0° bis 45° liegen, insbesondere von 5° bis 20° .

Wie sich anhand des Ausführungsbeispiels der Figur 3 weiterhin erkennen lässt, kann eine Drehachse eines in dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 befindlichen Antriebshohlrads 68 der Koppelanordnung 20, welches mit dem schräg angestellten Planetenrad 34 kämmt, parallel zu der ersten Drehachse A verlaufen. Gleichermaßen kann eine Drehachse eines in dem zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 angeordneten Sonnenrads 28 der Koppelanordnung 20, welches mit dem schräg angestellten Planetenrad 34 kämmt, auch parallel zu der ersten Drehachse A verlaufen. Bei manchen Ausführungsbeispielen können die Drehachsen des Antriebshohlrads 68 und/oder des Sonnenrads 28 mit der Drehachse A, die z.B. durch eine Getriebeeingangswelle gebildet werden kann, zusammenfallen. Aufgrund der Schrägstellung des Planetenrades 34 können sich Sonnenrad 28 und Antriebshohlrad 68 in unterschiedlichen axial angeordneten Ebenen befinden, d. h. in unterschiedlichen axial entlang der Drehachse A versetzten Ebenen. Gegenüber der anhand der Figur 2a-c erläuterten Anordnung befindet sich gemäß der Anordnung der Figur 3 das Sonnenrad 28 in axialer Richtung (d. h. in Richtung Drehachse A) wesentlich näher an den sich in radialer Richtung erstreckenden inneren Führungsblechen 59 des inneren Torsionsschwingungsdämpfers 58. Insbesondere kann sich das Sonnenrad 28 nun in unmittelbarer axialer Nachbarschaft zu einem Verbindungsbolzen 69 zwischen den Innendämpfer-Führungsblechen 59 und dem Lagerflansch 17 befinden. Gerade in radialer Nähe zur ersten Drehachse A kann somit erheblicher axialer Bauraum eingespart werden.

Aufgrund der Schrägstellung des Planetenrades 34 bzw. seiner Drehachse B, welche durch einen Bolzen 79 definiert werden kann, können eine Innenverzahnung des Antriebshohlrades 68 und/oder eine Außenverzahnung des Sonnenrades 28 ebenfalls schräg ausgebildet werden. In anderen Worten ausgedrückt bedeutet dies, dass eine durch einen Teilkreis der Innenverzahnung des Antriebshohlrades 68 und/oder ein Teilkreis der Außenverzahnung des Sonnenrads 28 gebildete Ebene senkrecht zu der zweiten Drehachse B (und damit schräg zur der Drehachse A) verläuft, ebenso wie der oder die Teilkreise der Außenverzahnungen des Planetenrades 34.

Wie sich aus der Figur 3 erkennen lässt, sehen manche Ausführungsbeispiele ein Planetenrad 34 vor, welches einen ersten Planetenradteil (oberhalb der zweiten Drehachse B) mit einem ersten Verzahnungsdurchmesser und einen zweiten Planetenradteil (unterhalb der zweiten Drehachse B) mit einem zweiten, von dem ersten verschiedenen, Verzahnungsdurchmesser umfasst. Während, abweichend von der hier dargestellten Ausführungsform, auch unterschiedlich große und entlang der zweiten Drehachse B axial versetzt zueinander angeordnete Planetenräder denkbar sind, von denen beispielsweise das größere mit dem Sonnenrad 28 und das kleinere mit dem Antriebshohlrad 68 in Kämmeingriff stehen kann, schlagen Ausführungsbeispiele bevorzugt vor, dass der erste Planetenradteil durch ein erstes Kreissegment des Planetenrads 34 mit dem ersten Verzahnungsdurchmesser und der zweite Planetenradteil durch ein zweites Kreissegment des Planetenrads 34 mit dem zweiten Verzahnungsdurchmesser gebildet wird.

In Figur 4a ist eine mögliche Ausführung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 in Draufsicht gezeigt. Dabei kann die Mittel- bzw. Drehachse B der Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 dieselbe sein. In der hier gezeigten Ausführung ist das jeweilige Verzahnungs(kreis)segment 81-1 und 81-2 mit 180 Winkelgraden ausgeführt. Hier nicht abgebildet, können aber auch die Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 mit unterschiedlichen Winkelgraden ausgeführt werden, wie beispielsweise das Verzahnungssegment 81-1 mit 150 Winkelgraden und das Verzahnungssegment 81-2 mit 210 Winkelgraden. Die Summe der Winkelgrade von den Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 kann dabei auch weniger als 360 Winkelgrade betragen, aber maximal zusammen 360 Winkelgrade.

In Figur 4b ist ein mögliches Planetenrad 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 im Schnitt und in der Draufsicht zu sehen. Beide Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 haben dieselbe Mittelachse bzw. Drehachse B. Dabei kann das Verzahnungssegment 81-1 mit ca. 90 Winkelgraden und das Verzahnungssegment 81-2 mit ca. 100 Winkelgraden ausgebildet sein. Beide Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 können sich teilweise in axialer Richtung (entlang der Drehachse B) überlappen (siehe Figur 4b, links). Es ist gut zu erkennen, dass vergleichsweise viel

Masse und/oder Material bei der Verwendung von Verzahnungssegmenten eingespart werden kann.

Die Figuren 3 und 4 zeigen auf, wie durch Ausführungsbeispiele axialer Bauraum bei Drehschwingungsdämpfungsanordnungen und damit gekoppelten Anfaehrelementen eingespart werden kann. Hierbei wird die Drehachse B des Planeten 34 der Kopplungsanordnung 20 gegenüber der Drehachse A des Getriebes leicht gekippt. Auf diese Weise kann der Bauraum radial innerhalb des Innenfedersatzes 58 teilweise für das Sonnenrad 28 und das dazu korrespondierende Verzahnungssegment 81-2 des Planeten 34 genutzt werden, was eine größere Breite der Verzahnung erlaubt.

Bei den bisher vorgestellten konstruktiven Ausführungen der Leistungsverzweigung im Drehmomentwandler wurden die Funktionselemente auf der Sekundärseite des Phasenschiebers 42, d.h. Deckblech 52 des Federsatzes 57, Hohlrad 68 und Zusatzmasse 76 als getrennte Bauteile betrachtet die durch ein Fügeverfahren, z.B. Nieten, direkt oder über Verbindungsbleche miteinander verbunden wurden. Beim Einsatz von Blechbiegeteilen kommt es durch die Biegeradien und sonstige Einschränkungen in der Formgebung zu Freiräumen zwischen den Teilen. Das ist dann von Nachteil, wenn Masse möglichst effektiv für Massenträgheitsmoment genutzt werden soll, da dies bedeutet, den Bauraum radial weit außen möglichst dicht mit Material auszufüllen und dort keine Freiräume zu lassen. Die Zusatzmasse 76 ist außerhalb des Kraftflusses angeordnet und wirkt somit nur in Ihrer Funktion das Massenträgheitsmoment der Sekundärseite des Phasenschiebers 42 zu erhöhen. Das Material trägt weder zur Festigkeit noch zur Steifigkeit der Konstruktion bei, sondern bewirkt auch noch eine zusätzliche Belastung auf die Umgebungsteile. Die Anbindung des Eingangshohlrades 68 mit einer separaten, radial innerhalb des äußeren Dämpfers 57 gelegenen Verbindung mit dem Deckblech 52 schränkt den Durchmesser des Verzahnungsteilkreises ein und führt somit auch dazu, dass die Masse des Hohlrades 68 auf einem radial kleineren Radius angeordnet ist und somit nicht so viel Massenträgheitsmoment erzeugt wie auf einem größeren Radius. Als Lösung werden im Folgenden Ansätze zur optimierten Gestaltung der entsprechenden Bauteile vorgestellt, bei denen insbesondere die Massenordnung in Bezug auf Massenträgheitsmoment und Kraftleitung optimiert ist.

Das Massenträgheitsmoment auf der Ausgangsseite des radial außen liegenden Feder-speichers 57 ist bei der Drehungleichförmigkeiten-Reduzierung (DU-Reduzierung) durch Leistungsverzweigung eine funktionskritische Größe, die sowohl die Güte der Phasenverschiebung als auch die Entkoppelung der Schwingungsanteile des über den Phasenschieber 42 geleiteten Momentenzweigs 18-1 maßgeblich beeinflusst. Generell lassen sich mit hohen Massenträgheitsmomenten und darauf abgestimmten Federsätzen und Getriebeübersetzungen bessere Entkopplungsergebnisse erreichen als mit niedrigen. Dem gegenüber stehen jedoch die Forderungen nach möglichst geringem Gewicht des gesamten Wandlers und geringem Gesamt-Massenträgheitsmoment aus Gründen der Fahrdynamik. Es gilt also ein maximal zulässiges Massenträgheitsmoment mit möglichst wenig Masse am Ausgang des Phasenschiebers 42 bereitzustellen. Im Sinne eines Baukastenprinzips kann zudem die Option vorgesehen werden, durch Hinzufügen oder Weglassen von Elementen das Massenträgheitsmoment zu variieren. Bei einer Konstruktion nach Figur 2a-c werden diese Forderungen bereits dadurch berücksichtigt, dass ohnehin vorhandene Massen bzw. Massenträgheitsmomente wie die der Turbine 75 mit der Ausgangsseite des Phasenschiebers 42 verbunden werden und dass eine zusätzliche, in unterschiedlichen Größen ausführbare Zusatzmasse 76, beispielsweise in Form eines Blechs und/oder eines Masserings vorgesehen wurde. Die herkömmliche Fertigungsweise aus überwiegend miteinander vernieteten Blechbiege-teilen lässt jedoch eine optimale Raumnutzung, bei der möglichst viel Masse auf einem großen Radius sitzt, nur bedingt zu. Außerdem findet durch die als separates Bauteil angebundene Zusatzmasse 76 kein Kraftfluss statt, somit trägt die sehr massiv ausgeführte Zusatzmasse 76 nicht zur Festigkeit oder Versteifung der Baugruppe bei.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel ist in der Figur 5 dargestellt, welches sich insbesondere durch einen kompakteren Aufbau der Sekundärseite der Phasenschieberanordnung 42 bzw. des Außenfedersatzes 57 von bisher erläuterten Ausführungsformen unterscheidet. Des Weiteren ist das Eingangs- bzw. Antriebshohlrad 68 radial außerhalb eines Innendurchmessers des äußeren Dämpfers 57 an die Sekundärseite des Dämpfers 57 angebunden, was zu einem höheren Massenträgheitsmoment führt.

Wie es eingangs unter Bezugnahme auf Figur 2a-c bereits erläutert wurde, kann der erste Drehmomentübertragungsweg 18-1 eine Phasenschieberanordnung 42 zur Er-

zeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich der von über den zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 geleiteten Drehungleichförmigkeiten umfassen. Die Funktionsweise der Phasenschieberanordnung 42 wurde eingangs bereits eingehend erläutert, weshalb an dieser Stelle auf eine erneute Erläuterung verzichtet wird. Die Phasenschieberanordnung 42 weist einen radial außen gelegenen (Außen-)Federsatz 57 auf. Dieser Außenfedersatz 57 koppelt eine durch die Nabenscheibe 61 gebildete Primärseite mit einer durch das Zwischenelement 52 gebildeten Sekundärseite. Das mit einem Anschlagelement 65 gekoppelte Zwischenelement 52 ist mit einem sekundärseitigen Massegrundkörper 82, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, verbunden. Um ein Massenträgheitsmoment des einstückig ausgebildeten Massegrundkörpers 82 zu erhöhen, was sich positiv auf die Phasenverschiebung auswirken kann, ist er über einen mit dem Massegrundkörper 82 gekoppelten und von radial außen nach radial innen verlaufenden Träger 71, der drehfest mit dem Massegrundkörper 82 verbunden ist, mit einem Turbinenrad 75 eines axial benachbart angeordneten Drehmomentwandlers drehfest verbunden. Zusätzlich können auch hier noch Zusatzmassen 76 vorgesehen werden, die das Massenträgheitsmoment des Grundkörpers 82 erhöhen und sich damit positiv auf die Phasenverschiebung auswirken können.

Ein Großteil der Masse der dem Federsatz 57 nachgeschalteten Baugruppe wird durch den einstückigen Massegrundkörper 82 gebildet, der beispielsweise durch Massiv-Umformen oder Gießen hergestellt sein kann. Der Massegrundkörper 82 stellt ein Verbindungsglied dar zwischen dem Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 des äußeren Federsatzes 57, der hier einfacher aufgebaut werden kann, als bei der ursprünglichen Konstruktion gemäß Figur 2a-c, die nach dem Baukastenprinzip erlaubt, das Massenträgheitsmoment der Baugruppe an verschiedene Anwendungsfälle anzupassen. In dem in Figur 5 dargestellten Schnitt verbindet ein gemeinsamer axial verlaufender Niet 83 die Bauteile 65, 68, 82 und 76 radial außerhalb eines Innendurchmessers des äußeren Dämpfers 57. An weiteren Stellen längs des Umfangs des Außenfedersatzes 57, an denen kein Anschlagelement 65 positioniert ist, kann es weitere derartige Verbindungsstellen geben, an denen dann entsprechend nur die anderen Teile miteinander verbunden werden. Ein Torsionsanschlag 70, der einen Verdrehwinkel des äußeren Federspeichers 57 begrenzt und somit den Federsatz 57 gegen Blockbelastung schützt, kann

hier vorzugsweise zwischen der eingangsseitigen Nabenscheibe 61 und dem ausgangsseitigen Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 vorgesehen werden und kann sich motorseitig (bzw. drehmomentflussaufwärts) vom Federsatz 57 befinden. Dabei können z. B. an beiden Bauteilen 61 und 52 motorseitig entsprechende Laschen ausgeformt werden, die sich auf gleichem Umfang überdecken und somit nach einem definierten Verdrehwinkel aneinander stoßen.

Figur 6 zeigt eine weitere optionale Abwandlung der Konstruktion, bei der eine Integration einer Hohlradverzahnung 68a in den einstückigen Massegrundkörper 82 erfolgt ist. Ein Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung 68a kann dabei größer sein als ein Innendurchmesser des Außenfedersatzes 57, was zu einem höheren Massenträgheitsmoment führt. Das Führungsblech 52 des Außenfedersatzes 57 kann so gestaltet sein, dass es getriebeseitig vom Außenfedersatz 57 neben diesem und zwischen diesem und dem Massegrundkörper 82 radial in Richtung Drehachse A gezogen ist und mit einem radial nach innen weisenden Abschnitt an einer axialen Planfläche des axial benachbarten Massegrundkörpers 82 anliegt. An den Stellen seines Umfangs, an denen die Anschlagelemente 65 positioniert sind, können entsprechende Aussparungen vorgesehen sein, sodass eine Verschachtelung mit den Anschlagelementen 65 in Umfangsrichtung möglich ist. Das Trägerblech 71, welches axial zwischen Massegrundkörper 82 und einer Zusatzmasse 76 angeordnet ist, kann in axialer Richtung soweit in Richtung Turbinenrad 75 gezogen sein, dass eine Verbindung des Trägerblechs 71 mit dem Massegrundkörper 82, der Zusatzmasse 76 und - je nach Position auf dem Umfang - entweder dem Führungsblech 52 oder dem Anschlagelement 65 - beispielsweise durch Vernieten - auf einem Teilkreis mit durch alle der genannten Bauteile axial durchgreifende Nieten möglich ist.

Figur 6 zeigt auch eine alternative Gestaltung des Anschlags 65 zum Schutz des Außenfedersatzes 57, wobei radial innerhalb des Außenfedersatzes 57 ausgebogene und zusammenwirkende Laschen 84 und 85 der Bauteile 61 und 65 einen Verdrehwinkel begrenzen. Dabei zeigt eine ausgebogene Lasche 84 der primärseitigen Nabenscheibe 61 im Wesentlichen in Richtung Planetenrad 34. Eine dazu korrespondierende Lasche 85 des Anschlagelements 65 wird durch einen radial nach innen weisenden Endab-

schnitt des sich darüber axial erstreckenden Anslageelementes 65 gebildet. Andere konkrete Ausgestaltungen sind natürlich möglich.

Die Figur 7 zeigt eine weitere optionale Abwandlung der Konstruktion, bei der wiederum eine noch weitergehende Funktions- bzw. Bauteileintegration realisiert wurde, um Bau-raumnutzung, Montage und Herstellbarkeit zu vereinfachen. Obwohl gemäß der Figur 7 die zweite Drehachse B gegenüber der ersten Drehachse A nur unwesentlich bzw. gar nicht verkippt dargestellt ist, lässt sich die in Figur 7 dargestellte Konstruktion ohne Wei-teres auf Ausführungsbeispiele mit schräg zueinander laufenden ersten und zweiten Drehachsen A, B kombinieren. Gemäß der Figur 7 ist der einstückige Massegrundkör-per 82 wiederum vorzugsweise als Massivumformteil hergestellt. Im Vergleich zu ande-ren Ausführungsformen bildet hier der Massegrundkörper 82 quasi alleinig die Sekun-därseite des Außenfedersatzes 57 und übernimmt Funktionen des Zwischenelements 52 und Anslageelemente 65. Der Massegrundkörper 82 ist hier so ausgeformt, dass er sowohl eine radiale Abstützung des Außenfedersatzes 57 gewährleisten kann, als auch in den Federkanal ragende Stege aufweisen kann, die den Federn einen Anschlag in deren Umfangsrichtung bieten. Gemäß Ausführungsbeispielen kann der Massegrund-körper 82 also in einen Federkanal der Federanordnung 57 ragende Stege aufweisen, welche einer Feder der Federanordnung 57 als Anschläge in Umfangsrichtung dienen. Die Feder selbst kann, wie im unteren Ausschnitt, in der Figur 7 dargestellt, in einem Gleitbahnblech 87 laufen, welches radial innerhalb einer in Richtung Motor weisenden axialen Lippe des Massegrundkörpers 82 angeordnet sein kann. Dadurch kann der Grundkörper 82 einfacher ausgestaltet werden, da keine sphärische Kontur nötig ist. Um das Gleitbahnblech 87 zu halten, damit es axial motorseitig nicht herausrutschen kann, kann an mehreren Stellen am Umfang - abseits der Stege für den Federanschlag – die axiale Lippe des Grundkörpers 82 in diesen Bereichen radial nach innen eingebogen werden, wie es im unteren Ausschnitt der Figur 7 zu erkennen ist.

Das Hohlrad 68 kann hier wieder als separates Bauteil ausgeführt und mit dem Masse-grundkörper 82 verpresst sein, wobei ein zusätzlicher Formschluss, beispielsweise mittels einer Steckverzahnung, die Position bestimmen und gegen Verdrehen si-chern kann. Ein Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung 68a kann dabei wieder größer sein als ein Innendurchmesser des

Außenfedersatzes 57. Die Steckverzahnung (auch Passverzahnung genannt) ist eine mögliche Formgebung in einer Welle-Nabe-Verbindung. Es handelt sich um eine Vielfach-Mitnehmerverbindung, wobei das Drehmoment von den Zahnflanken übertragen wird. Die Welle ist außen- und die Nabe ist innen verzahnt. Andere Füge- bzw. Verbindungsverfahren zwischen Massegrundkörper 82 und Hohlrad 68 oder eine Integration als ein einziges Bauteil sind natürlich ebenfalls denkbar.

Gemäß der Ausführungsform der Figur 7 kann ein Torsionsanschlag zum Blockschutz des äußeren Federsatzes 57 derart bereitgestellt werden, dass Finger der primärseitigen Nabenscheibe 61, welche zwischen den einzelnen Federn des äußeren Federsatzes 57 hindurchgreifen, um diese anzusteuern, mit ihren Spitzen in eine Axialnut 88 im Grundkörper 82 eintauchen, welche durch Unterbrechungen in Umfangsrichtung den Verdrehbereich entsprechend begrenzen kann.

Die Figur 8 zeigt eine weitere Ausführungsform, die sich von den im vorhergehenden beschriebenen Ausführungsbeispielen dadurch unterscheidet, dass die primärseitige Nabenscheibe 61, die eingangsseitig mit dem Abtrieb 64 der Wandler-Überbrückungskupplung 62 gekoppelt ist und sich von dem Innenfedersatz 58 nach radial außen in Richtung des Außenfedersatzes 57 erstreckt, radial von innen nach außen in den äußeren Federsatz 57 des äußeren Torsionsschwingungsdämpfers eingreift. Dabei kann das Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 des äußeren Federsatzes 57 so geformt sein, dass es die Federn radial und motorseitig axial führt. Gemäß der in Figur 8 gezeigten Ausführungsform weist das Führungsblech 52 einen im Wesentlichen Ω -förmigen Querschnitt auf. Um den Federn in Umfangsrichtung einen Anschlag zu bieten, können zudem an mehreren Stellen in Umfangsrichtung (beispielsweise zwischen zwei Federn oder in Reihe geschalteten Federsätzen) – Segmente des Führungsblechs 52 nach radial innen in den Federkanal gebogen sein. Ein separates Anschlagelement ist somit nicht nötig. Eine Verbindung mit dem Massegrundkörper 82 kann beispielsweise, wie dargestellt, durch Aufpressen und/oder Verschweißen erfolgen. Ein Torsionsanschlag kann hier, analog zur Ausführungsform gemäß Figur 6, durch zueinander korrespondierende Ausformungen an der Nabenscheibe 11 und dem Führungsblech 52 erfolgen. Das Verbindungsglied der sekundärseitigen Bauteile untereinander bildet wiederum der Massegrundkörper 82. Neben der bereits beschriebenen Verbindung zum

Führungsblech 52 können das Hohlrad 68 und gegebenenfalls eine Zusatzmasse 76 durch ein Fügeverfahren, beispielsweise Pressen und/oder Verstiften, an den Massegrundkörper 82 angebunden sein. Der Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung kann dabei deutlich größer sein als ein Innendurchmesser des Außenfedersatzes 57. Das Trägerteil 71, welches die Verbindung zur Turbine 75 und zur Axiallagerstelle 72 bildet, kann ebenfalls an dem Grundkörper 82 befestigt sein, beispielsweise durch Aufpressen und/oder Verschweißen, wie es in der Figur 8 dargestellt ist.

Die Figuren 9 und 10 zeigen weitere Ausführungsformen von Baugruppen mit Drehschwingungsdämpfungsanordnungen, welche mit einem Drehmomentwandler 90 gekoppelt sind. Obwohl in der Darstellung der Figuren 9 und 10 die beiden Drehachsen A, B nicht oder nur unwesentlich zueinander verkippt dargestellt sind, lassen sich die Konstruktionen gemäß Figur 9 und 10 unproblematisch mit Ausführungsbeispielen der kombinieren, bei denen die beiden Achsen A, B schräg zueinander verlaufen,.

Mit dem Ziel, axialen Bauraum für die Verzahnung des Koppelgetriebes 20, 30 freizugeben, können auch verschiedene Maßnahmen getroffen werden, um den inneren Federsatz 58 weiter Richtung Motor bzw. Kurbelwelle 19 zu verlagern und dabei insbesondere den Freiraum radial innerhalb bzw. unterhalb der Wandlerkupplung 62 besser zu nutzen. Die beiden Figuren 9 und 10 stellen solche Varianten dar, welche unproblematisch mit anderen Ausführungsbeispielen kombinierbar sind.

Die Figur 9 zeigt eine Modifikation der Ansteuerung der Wandlerkupplung 62. Ein Kanal für ein Fluid (z. B. Öl), welches zur Betätigung der Kupplung 62 einen Betätigungskolben 89 gegen die Kupplung 62 drückt, wird üblicherweise durch Sicken im Kolbenträger 99 gebildet. Dabei bezeichnen Sicken manuell oder maschinell hergestellte rinnenförmige Vertiefungen. Gemäß einem Ausführungsbeispiel kann der Fluidkanal jedoch in das Gehäuse 95 verlagert werden, sodass der Kolbenträger 89 axial flacher ausgeführt werden kann und dadurch um die Höhe des Kanals schmaler wird. Dementsprechend kann der innere Federsatz 58 Richtung Motor verschoben werden und es ergibt sich für das Getriebe 20 der in Figur 9 gekennzeichnete Bauraumgewinn. Zudem kann für eine leichter Montage der Niet 69 auf einen Radius außerhalb des Sonnenrad-Kopfkreises

verlagert werden und dafür die radial nach innen weisenden Führungsbleche 59 des inneren Federsatzes 58 und unter Umständen die Nabenscheibe 61 angepasst werden.

Die Figur 10 zeigt eine weitere optionale Modifikation der Wandlerkupplung 62, bei der neben der oben vorgestellten Verlagerung des Ölkanals in das Gehäuse 95 die Kupplung 62 selbst radial weiter nach außen versetzt ist, so dass es keine radiale Überlappung zwischen der Wandlerkupplung 62 und dem Innenfedersatz 58 bzw. dessen Führungsblechen 59 gibt. Durch den dadurch gewonnenen zusätzlichen Bauraum kann ein Berührungspunkt zwischen dem Betätigungskolben 88 und dem Kolbenträger 89 ebenfalls radial nach außen (etwa auf radiale Höhe des Innenfedersatzes 58) und axial in Richtung Motor bzw. Kurbelwelle 19 verschoben werden. Der Innenfedersatz 58 kann dann dementsprechend ebenfalls axial in Richtung Motor verschoben werden und den in Figur 10 gekennzeichneten zusätzlichen Bauraum für das Koppelgetriebe 20, 30 freigeben. Als weiterer Vorteil kann bei der Anordnung gemäß Figur 10 die Anbindung der Wandlerkupplung 62 an den Federspeicher, d. h. der Kupplungsabtrieb 64, durch entsprechende Gestaltung des Federspeicherdeckblechs 59 selbst erfolgen. Gemäß Figur 10 sind Wandlerkupplungsabtrieb 64 und Deckblech 59-1 als einziges Bauteil ausgebildet, welches vermittels eines Axialbolzens 98 drehfest an die Nabenscheibe 61 angekoppelt werden kann.

Im Vorhergehenden wurden im Wesentlichen zwei Möglichkeiten genannt, um die zum Phasenschieber 42 sekundärseitigen Bauteile radial zu führen und die auf sie wirkenden Radialkräfte aufzunehmen: zum einen eine fliegende Lagerung auf der Verzahnung zwischen Planetenrädern 32, 34 und Hohlrad 68, zum anderen optional zu der Lagerstelle 72 ein zusätzliches Radiallager bzw. Lager mit Radial- und Axialwirkung in gebräuchlicher Ausführung.

Als weitere Möglichkeit wird im Nachfolgenden eine spezielle Ausführung einer Wälzlagerung vorgestellt, bei der das Hohlrad 68 und der oder die Planeten 34 mit zusätzlichen ringförmigen Flächen versehen werden können, welche koaxial zu den jeweiligen Drehachsen angeordnet sind, aufeinander abwälzen und dabei über die entstehende Linienberührung Radialkräfte übertragen können. Diese spezielle Wälzlagerung kann mit sämtlichen im Vorhergehenden beschriebenen Ausführungsformen kombiniert wer-

den. In Bezug auf eine axiale Lagerung wird ebenfalls eine zusätzliche Lagerstelle vorgestellt, die für den Fall eingreifen kann, dass z.B. bei einem starken Bremsmanöver eine vorhandene Axiallagerung nicht ausreicht.

Figur 11 zeigt eine Ausführung des Koppelgetriebes 20, welches als Planetengetriebe 30 ausgebildet ist und bei dem axial versetzt zu den Verzahnungen des Hohlrades 68 und des Planetenrades 34 bzw. eines Planetensegments, das mit dem Hohlrad 68 kämmt, zylindrische Flächen 93-1, 93-2 vorgesehen sind, die im Betrieb aufeinander abwälzen können. Die zylindrischen Flächen 93-1, 93-2 weisen dabei jeweils Oberflächennormalen in radialer Richtung auf. Es handelt sich bei der in Figur 11 gezeigten Ausführungsform quasi um eine Kombination aus Planetengetriebe und Wälzlager, wobei ein oder mehrere Planetenräder 34 mit einer oder mehrerer zylindrischer bzw. ringförmiger Flächen 93-2 quasi Wälzkörper darstellen, welche auf den dazu korrespondierenden zylindrischen bzw. ringförmigen Flächen 93-1 des Hohlrads 68 abrollen können. Dazu kann eine zylindrische Fläche 93-2 des Planetenrads 34 (Planetenradkontaktierungsfläche) konvex und jeweils coaxial zum Planetenrad 34 bzw. dessen Drehachse ausgebildet sein. Eine zylindrische Fläche 93-1 des Hohlrads (Hohlradkontaktierungsfläche) kann demgegenüber konkav und coaxial zum Hohlrad 68 bzw. dessen Drehachse ausgebildet sein. Demnach weist das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 11 ein Planetengetriebe 30 mit wenigstens einem Planetenrad 34 mit einer Planetenradverzahnung zum Kämmen mit einem Hohlrad 68 auf. Das Hohlrad 68 umfasst eine Hohlradverzahnung, die mit der Planetenradverzahnung des Planetenrads 34 in Kämmeingriff steht bzw. gebracht werden kann. In dem Planetenrad 34 ist axial versetzt zu der Planetenradverzahnung eine Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 ausgebildet. In dem Hohlrad 68 ist axial versetzt zu der Hohlradverzahnung eine zu der Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche 93-1 ausgebildet, wobei die Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 und die Hohlradkontaktierungsfläche 93-1 bei einer Relativverdrehung des Planetenrads 34 zu dem Hohlrad 68 aufeinander abwälzen und eine Radiallagerung zwischen Hohlrad 68 und Planetenrad 34 bilden können.

Gemäß Figur 11 können axial zu beiden Seiten der in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen zueinander korrespondierende Planetenrad- und Hohlradkontaktierungsflächen 93 ausgebildet sein, und zwar beispielsweise derart, dass durch die beidseitige Anord-

nung der zueinander korrespondierenden Planetenrad- und Hohlradkontaktierungsflächen 93 zusätzlich zu der durch sie bereitgestellten Radiallagerung auch eine Axiallagerung zwischen Hohlrad 68 und Planetenrad 34 gebildet wird. Dies kann dadurch erreicht werden, indem die Kontaktierungsflächen 93-1 und/oder 93-2 durch Umfangsflächen bzw. Mantelflächen von Radialborden axial neben den in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen gebildet werden. In anderen Worten ausgedrückt kann beispielsweise die Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 mittels einer axial versetzt zu der Planetenradverzahnung angeordneten und radial nach außen weisenden bzw. ragenden Ringschulter (Radialbord) des Planetenrads 34 gebildet werden. Die Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 kann dann beispielsweise einer Außenmantelfläche dieser Ringschulter entsprechen. Analog kann zusätzlich oder alternativ die dazu korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche 93-1 mittels einer axial versetzt zu der Hohlradverzahnung angeordneten radial nach innen weisenden oder ragenden Ringschulter (Radialbord) des Hohlrads 68 gebildet werden. Die Hohlradkontaktierungsfläche 93-1 kann dann beispielsweise einer Innenmantelfläche dieser Ringschulter entsprechen, auf welcher die Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 im Betrieb abrollen kann. Durch die seitlichen Borde neben der Verzahnung kann zusätzlich zur Radiallagerung auch eine axiale Festlegung der in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen bzw. der damit in Verbindung stehenden Bauteile erreicht werden.

Ein Abwälzen und eine Kraftübertragung im Kontaktbereich des Planetenrads 34 und des Hohlrads 68 findet zwar auch schon zwischen den jeweiligen Verzahnungen statt, so dass eine Lösung zur Steigerung der Tragfähigkeit darin bestehen würde, die Zahnräder entsprechend breiter zu machen. Die vorgestellte Lösung mit den zylindrischen Wälzflächen 93-1, 93-2 bietet jedoch folgende Vorteile:

- Während die Verzahnung zwischen Planetenrad 34 und Hohlrad 68 mit einem Eingriffswinkel von üblicherweise ca. 20° primär auf die Übertragung tangentialer Kräfte ausgelegt ist, findet die Übertragung zwischen den beschriebenen Lagerflächen 93-1, 93-2 in radialer Richtung statt. Radiale Lasten führen also zu geringeren Belastungen.
- Infolge elastischer Verformungen unter Last und Drehzahl sowie durch Fertigungs-Ungenauigkeiten kann es zu einer Schiefstellung zwischen den Zahnrädern von Planetenrad 34 und Hohlrad 68 kommen, welche bei breiten Verzahnungen eine effektive Tragfähigkeit reduziert, so dass eine weitere Verbreiterung der Verzahnung nur

wenig effektiv ist. Mit den Lagerflächen 93-1, 93-2 direkt neben der Verzahnung wird dem entgegengewirkt, da diese Kippmomente um die Verzahnung abstützen können.

- Gegenüber einer klassischen Radiallagerung an der üblichen Lagerstelle 72 besteht der Vorteil eines wesentlich kürzeren Kraftflusses, da die zu erwartenden Lasten überwiegend durch Fliehkräfte auf die schweren Teile auf den größeren Radien - also in der Nähe der Hohlradverzahnung - entstehen. Die Toleranzketten sind ebenfalls entsprechend kurz.

Figur 12 zeigt verschiedene Varianten A, B, C, wie sich eine Kombination aus Verzahnung und Lager-Laufbahn bzw. Kontaktierungsflächen 93-1, 93-2 konstruktiv umsetzen lässt. Während jeweils links eine mögliche Konstruktion des Hohlrads 68 mit Hohlradkontaktierungsfläche 91-1 dargestellt wird, ist rechts davon die dazu korrespondierende Konstruktion des Planetenrads 34 mit Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 gezeigt. Es ist zwar grundsätzlich möglich, wie in Figur 11 dargestellt, Kontaktierungsfläche 93-1 bzw. 93-2 und Verzahnung aus jeweils einem Bauteil zu fertigen, produktionstechnisch kann jedoch die Aufteilung auf zwei Bauteile sinnvoll sein, die dann mit üblichen Fügeverfahren wie Pressen, Kleben oder Schweißen miteinander verbunden werden können. Derartige zweiteilige Ausführungen zwischen Kontaktierungsfläche und Verzahnung sind jeweils in Figur 12 gezeigt.

In sämtlichen Varianten A, B, C wird wenigstens eine Planetenradkontaktierungsfläche 93-2 mittels einer axial versetzt zu der Planetenradverzahnung angeordneten und radial nach außen weisenden Ringschulter 94 des Planetenrads 34 gebildet. Bei Variante A sind Ringschulter bzw. Bord 94 und Planetenrad 34 jedoch zweiteilig ausgebildet, während es sich in den Varianten B und C jeweils um einteilige bzw. einstückige Konstruktionen aus Planetenrad bzw. Träger und Bord 94 handelt. Ebenso wird in sämtlichen Varianten A, B, C wenigstens eine Hohlradkontaktierungsfläche 93-1 mittels einer axial versetzt zu der Hohlradverzahnung angeordneten und radial nach innen weisenden Ringschulter 97 des Hohlrads 68 gebildet. Die radiale Erstreckung der Ringschultern 94, 97 kann dabei jeweils unterschiedlich stark ausgeprägt sein und von einer vollständigen radialen Überlappung mit der danebenliegenden Verzahnung bis zu keiner radialen Überlappung reichen. Es sollte dabei stets die Montierbarkeit gewährleistet sein.

Mit Ausnahme des Planetenrades 34 der Variante A können sich somit das Hohlrad 68 und das Planetenrad 34 jeweils in einen flanschförmigen Träger mit der Laufbahn 93 und das jeweilige Zahnrad selbst aufteilen, wobei ein Bord 94, 97 durch einen Flansch gebildet wird. Beim Planetenrad 34 nach Variante A kann zur Bildung des Bords 94 ein Lagerring auf einen axial zur Verzahnung versetzten Absatz am Zahnrad aufgesetzt werden. Die Varianten A und B sind zudem nur einseitig gelagert, Variante C auf beiden Seiten. Aus Gründen der Montierbarkeit sollte der Durchmesser der jeweiligen Laufbahn jeweils nur an einer Seite des Hohlrades 68 kleiner- und am Planetenrad 34 nur an einer Seite größer sein als der Fußkreis-Durchmesser der jeweiligen Verzahnung. Auf diese Weise können Planetenrad 34 und Hohlrad 68 bei der Montage beispielsweise axial ineinander geschoben werden. Die Laufbahnen 93-1, 93-2 selbst können als Zylinderflächen ausgeführt, oder – mit dem Ziel einer gleichmäßigeren Lastverteilung (Kantenpressung) mit einem logarithmischen Profil versehen sein.

Die Figur 13 zeigt eine mögliche ergänzende oder alternative axiale Lagerung 101 der Bauteile, die mit der Ausgangsseite 52 des Phasenschiebers 42 verbunden sind, gegenüber dem Abtrieb 24, 86 zum Getriebe. Insbesondere bei Fahrzeugen mit Heck-Längs-Antriebsstrang kann eine Verzögerung des Fahrzeugs dazu führen, dass diese Teile aufgrund ihrer Massenträgheit in ihrer Axiallagerung eine Kraft in Richtung Motor erzeugen und sich im Rahmen der Elastizität des Axiallagers sowie den Teilen und ihrer Anbindung zum Lager selbst, in diese Richtung bewegen. Neben einer hohen Lagerbelastung könnte es dabei auch zu Kollisionen mit anderen Baugruppen, beispielsweise dem Wandlergehäuse 95 kommen, falls die Elastizitäten zu viel Bewegung erlauben. Aus diesem Grund kann es sinnvoll sein, wenigstens eine zusätzliche Stütz- bzw. Lagerstelle 101 in diese axiale Richtung einzuführen. Derartige zusätzliche Stütz- bzw. Lagerstellen 101 können beliebig mit sämtlichen Ausführungsbeispielen kombiniert werden.

In einer möglichen Form ist die zusätzliche Axiallagerstelle 101 durch eine entsprechende Gestaltung des Planetenradträgers 24 und des dazu axial benachbarten und radial überlappenden Trägerblechs 71 ausgebildet, welches wiederum drehfest mit dem Führungsblech bzw. Hohlradträger 52 gekoppelt ist. Ebenso könnte auch das Füh-

rungsblech 52 radial weiter nach innen gezogen sein, so dass es zu dem Planetenradträger 24 oder einem anderen abtriebsseitigen Getrieberadträger (z.B. einem Abtriebshohlradträger) axial benachbart und radial überlappend angeordnet ist. Gemäß manchen Ausführungsbeispielen kann also das Planetenrad 34 von einem Planetenradträger 24 getragen werden. Das Hohlrad 68 kann mit einem gegenüber dem Planetenradträger 24 axial versetzt angeordneten Träger 52 oder 71 gekoppelt sein, wobei der Planetenradträger 24 und/oder der Träger 52 oder 71 derart ausgebildet ist, dass sich zwischen dem Planetenradträger 24 und dem Träger 52 oder 71 bei Überschreitung eines Axialkraftschwellenwerts (welcher beispielsweise durch eine Masse des Wandlers 90 bestimmt wird) wenigstens eine definierte Axiallagerstelle zur gegenseitigen axialen Abstützung ergibt. Der Hohlradträger 52 bzw. das damit gekoppelte Bauteil 71 können dabei eine Sekundärseite eines in einem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 angeordneten Phasenschiebers 42 bilden, während der Planetenradträger 24 das Koppelgetriebe 20, 30 mit dem Abtrieb in Richtung Getriebe koppelt. Ferner können der Hohlradträger 52 bzw. das damit gekoppelte Bauteil 71 drehfest mit einem Turbinenrad 75 eines Drehmomentwandlers 90 gekoppelt sein.

Zur Bildung der zusätzlichen Axiallagerung 101 können auf einem Radius, umlaufend oder zumindest an mehreren Positionen ihres Umfangs, die Teile 24 und/oder 71 so ausgeformt sein, dass sich insbesondere bei Verzögerung des Fahrzeugs eine definierte Punkt-, Linien-, und/oder Flächenberührung zwischen den Teilen 24, 71 ergibt. Dies kann beispielsweise, wie dargestellt, so gelöst werden, dass der Planetenradträger 24 im entsprechenden radialen Überlappungsbereich eine dem Träger 71 zugewandte Planfläche aufweist und der Träger 71 beispielsweise Sicken 96 in Richtung der Gegenfläche ausgeprägt hat.

Alternativ oder zusätzlich zur beschriebenen Ausgestaltung der Lagerflächen mit den Sicken 96 am Trägerblech 71 kann die Lagerstelle 101 auch reibungs- und/oder verschleißoptimiert werden, indem beispielsweise zusätzliche Bauteile (Lager) aus speziellen Funktionswerkstoffen zum Einsatz kommen. Dazu zählt insbesondere der Einsatz von Lagerelementen aus Kunststoff oder Metall mit besonders günstigem Reibungs- und Verschleißverhalten, die zwischen den beiden Teilen 24 und 71 eingesetzt werden können. Ebenfalls wäre eine verschleißmindernde Beschichtung an den Bauteilen 24

und/oder 71 im entsprechenden Bereich möglich. Die definierten Axiallagerstellen 101 können also ein Material mit einem geringeren Reibungskoeffizienten und einem geringeren Verschleiß aufweisen als dazu benachbarte Stellen. Um im Normalbetrieb die Reibung des Systems gering zu halten, sollten sich diese Lagerflächen jedoch nur berühren, wenn tatsächlich eine Überlastung des Axiallagers oder eine Kollision droht. Dementsprechend kann ein Spalt zwischen den Lagerflächen der beiden Teile 24, 71 vorgesehen werden, der in Abhängigkeit von der Steifigkeit des Trägers 71 nur bei Überschreiten einer definierten Axialkraft überbrückt wird.

Im Vorhergehenden wurde mit einer zusätzlichen Axiallagerstelle 101 eine Lösung der Problematik vorgestellt, dass im Wandlerbetrieb durch einen Axialschub der Turbine 75 hohe Axialkräfte Richtung Motor wirken können. Eine hohe Axialkraft ist jedoch nicht nur in Bezug auf die Lagerbelastung von Bedeutung, sondern kann auch zu Verformungen des Turbinenbleches und der daran befestigten Bauteile führen. Dies ist dann kritisch, wenn dadurch eine unzulässig hohe Verkipfung oder Verschiebung in der Verzahnung des Leistungsverzweigungs-Getriebes 20, 30 entsteht.

Zusätzlich oder alternativ zu der zusätzlichen Lagerstelle 101 zur Begrenzung der Verformung ist es auch möglich, die Problematik dadurch zu lösen, dass eine axiale Bewegungsfreiheit bzw. Lagerung von Turbine 75 und Eingangshohlrads 68 voneinander entkoppelt wird. In Figur 14 wird dies derart umgesetzt, dass die Turbine 75 nach wie vor in der bereits bekannten Weise gegenüber dem Abtrieb und dem Freilauf durch die Lagerstelle 72 gelagert wird, aber über eine Steckverzahnung 102 zwischen Trägerblech 71 und Turbine 75 mit dem Träger 52 des Eingangshohlrades 68 mit diesem zwar drehfest, jedoch nicht mehr axial bestimmt verbunden ist. Manche Ausführungsbeispiele sehen also vor, dass ein Turbinenrad 75 eines axial neben der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 angeordneten Drehmomentwandlers 90 über eine Steckverzahnung 102 drehfest um die Drehachse A mit einem ersten Ausgangsbereich 52, 71 des ersten Drehmomentübertragungswegs 18-1 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 gekoppelt ist. Dadurch bleibt die Drehträgeit der Turbine 75 als Teil der Zwischenmasse für die Phasenverschiebung nutzbar, in axialer Richtung können jedoch keine Kräfte übertragen werden, so dass das Eingangshohlrads 68 von einem Axialschub der Turbine 75 unberührt bleibt. Da die axiale Position des Eingangshohlrades 68 jetzt jedoch auch

nicht mehr über die Axiallagerung 72 bestimmt werden kann, ist eine zusätzliche Axiallagerung nötig, welche durch vorhergehend beschriebene Ringschultern 94, 97 und korrespondierende Wälzflächen 93-1, 93-2 neben der Verzahnung zwischen Planeten- und Eingangshohlrad 34, 68 bereitgestellt werden kann. Dabei werden durch die Ringschultern 94, 97 zusätzliche axiale Anlaufflächen in das Planetenrad 34 und das Hohlrad 68 integriert. Um eine beidseitig wirkende Axiallagerung zu erhalten, kann zudem eine Axiallagerscheibe 103 hinzugefügt werden, die beispielsweise mit dem Hohlrad 68 durch ein übliches Fügeverfahren fest verbunden sein kann. Die Axiallagerscheibe 103 kann dem axial unmittelbar benachbarten Bord 94 des Planetenrads 34 als Anlaufscheibe dienen.

Die in der vorstehenden Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und den beigefügten Figuren offenbarten Merkmale können sowohl einzeln wie auch in beliebiger Kombination für die Verwirklichung eines Ausführungsbeispiels in ihren verschiedenen Ausgestaltungen von Bedeutung sein und implementiert werden.

Obwohl manche Aspekte im Zusammenhang mit einer Vorrichtung beschrieben wurden, versteht es sich, dass diese Aspekte auch eine Beschreibung des entsprechenden Verfahrens darstellen, sodass ein Block oder ein Bauelement einer Vorrichtung auch als ein entsprechender Verfahrensschritt oder als ein Merkmal eines Verfahrensschrittes zu verstehen ist. Analog dazu stellen Aspekte, die im Zusammenhang mit einem oder als ein Verfahrensschritt beschrieben wurden, auch eine Beschreibung eines entsprechenden Blocks oder Details oder Merkmals einer entsprechenden Vorrichtung dar.

Die oben beschriebenen Ausführungsbeispiele stellen lediglich eine Veranschaulichung der Prinzipien der vorliegenden Erfindung dar. Es versteht sich, dass Modifikationen und Variationen der hierin beschriebenen Anordnungen und Einzelheiten anderen Fachleuten einleuchten werden. Deshalb ist beabsichtigt, dass die Erfindung lediglich durch den Schutzzumfang der nachstehenden Patentansprüche und nicht durch die spezifischen Einzelheiten, die anhand der Beschreibung und der Erläuterung der Ausführungsbeispiele hierin präsentiert wurden, beschränkt sei.

Bezugszeichen

10,10' herkömmliche Drehschwingungsdämpfungsanordnung

12 Antriebsaggregat

14 Abtriebsaggregat

16 Eingangsbereich

17 Antriebssonnenradträger

18 Drehmomentübertragungsweg

19 Kurbelwelle

20 Koppelanordnung

22 erstes Koppelanordnungseingangsteil

24 Planeten-/Hohlrادträger

26 zweites Koppelanordnungseingangsteil

28 Antriebssonnenrad

30 Planetengetriebe

32 erstes Planetenrad

34 zweites Planetenrad, Planetenrad

36 Ausgangsteil

38 Abtriebshohlrاد

40 Ausgangsbereich

42 Schwingungssystem, Phasenschiebeanordnung

44 Primärmasse

46 Eingangselement

48 Federanordnung

50 Ausgangselement

52 Zwischenelement

54 Zusatzmassenelement

56 Massependel

57 Außenfedersatz

58 Innenfedersatz

59 Führungsblech

60 Radiallager

61 Nabenscheibe

- 62 Wandler-Überbrückungskupplung
- 63 Wandlerkupplungsantrieb
- 64 Wandlerkupplungsabtrieb
- 65 Anschlagelement
- 66 Leitrad
- 67 Verbindungsblech
- 68 Antriebshohlrad
- 69 Verbindungsbolzen
- 70 Torsionsanschlag
- 71 Trägerblech
- 72 Axiallagerstelle
- 74 Pumpenrad
- 75 Turbinenrad
- 76 Zusatzmasse
- 77 Druckscheibe
- 78 Lagerscheibe
- 79 Lagerbolzen
- 80 axialer Bauraum
- 81 Verzahnungssegment
- 82 Massegrundkörper
- 83 Niet
- 84 Lasche
- 85 Lasche
- 86 Abtriebsflansch
- 87 Gleitbahnblech
- 88 Axialnut
- 89 Betätigungskolben
- 90 Drehmomentwandler
- 91 Freilauf, Wälzkörper
- 92 Außenring Radiallager
- 93 Kontaktierungsfläche
- 94 Planetenradringschulter, Bord
- 95 Wandlergehäuse

- 96 Sicke
- 97 Hohlradringschulter, Bord
- 98 Axialbolzen
- 99 Kolbenträger
- 100 Drehschwingungsdämpfungsanordnung
- 101 Axiallagerung
- 102 Steckverzahnung
- 103 Axiallagerscheibe

Patentansprüche

1. Planetengetriebe (30), mit folgenden Merkmalen:
wenigstens einem Planetenrad (34) mit einer Planetenradverzahnung zum Kämmen mit einem Hohlrad (68); und
einem Hohlrad (68) mit einer Hohlradverzahnung, die mit der Planetenradverzahnung des Planetenrads (34) in Kämmeingriff steht,
dadurch gekennzeichnet, dass in dem Planetenrad (34) axial versetzt zu der Planetenradverzahnung eine Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) ausgebildet ist, und dass in dem Hohlrad (68) axial versetzt zur Hohlradverzahnung eine zu der Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche (93-1) ausgebildet ist, wobei die Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) und die Hohlradkontaktierungsfläche (93-1) bei einer Relativverdrehung des Planetenrads (34) zu dem Hohlrad (68) eine Radiallagerung zwischen Hohlrad (68) und Planetenrad (34) bilden.
2. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass axial zu beiden Seiten der in Kämmeingriff stehenden Verzahnungen zueinander korrespondierende Planetenrad- und Hohlradkontaktierungsflächen (93) ausgebildet sind, derart, dass durch die beidseitige Anordnung der zueinander korrespondierenden Planetenrad- und Hohlradkontaktierungsflächen (93) zusätzlich zu der Radiallagerung eine Axiallagerung zwischen Hohlrad und Planetenrad gebildet wird.
3. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass eine Verzahnung und eine dazu axial versetzte Kontaktierungsfläche (93) des Planetenrads (34) und/oder des Hohlrads (68) einstückig oder mehrstückig ausgebildet sind.
4. Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenradkontaktierungsfläche (93-2) mittels einer axial neben der Planetenradverzahnung angeordneten und radial nach außen weisenden Ringschulter (94) des Planetenrads (34) und/oder die dazu korrespondierende Hohlradkontaktierungsfläche (93-1) mittels einer axial versetzt zu der Hohlradverzahnung

angeordneten radial nach innen weisenden Ringschulter (97) des Hohlrads (68) gebildet wird.

5. Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Planetenrad (34) von einem Planetenradträger (24) getragen wird und dass das Hohlrad (68) von einem gegenüber dem Planetenradträger (24) axial versetzt angeordneten Hohlradträger (52; 71) getragen wird, wobei der Planetenradträger (24) und/oder der Hohlradträger (52; 71) derart ausgebildet ist, dass sich zwischen dem Planetenradträger (24) und dem Hohlradträger (52; 71) bei Überschreitung eines Axialkraftschwellenwerts wenigstens eine definierte Axiallagerstelle (101) zur gegenseitigen axialen Abstützung ergeben.

6. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die definierten Axiallagerstellen (101) ein Material mit einem geringeren Reibungskoeffizienten und/oder einem geringeren Verschleiß aufweisen als dazu benachbarte Stellen.

7. Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine erste Drehachse (A) des Hohlrads (68) und eine zweite Drehachse (B) des Planetenrads (34) in einer durch die beiden Drehachsen aufgespannten Ebene schräg zueinander verlaufen.

8. Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Planetenrad (34) einen ersten Planetenradteil (81-1) mit einem ersten Verzahnungsdurchmesser und einen zweiten Planetenradteil (81-2) mit einem zweiten, von dem ersten verschiedenen Verzahnungsdurchmesser umfasst.

9. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (68) mit dem ersten Planetenradteil (81-1) und ein Sonnenrad (28) mit dem zweiten Planetenradteil (81-2) kämmt.

10. Planetengetriebe (30) nach einem der Ansprüche 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenradteile (81-1; 81-2) in Richtung der zweiten Drehachse (B) in axialer Richtung versetzt zueinander angeordnet sind.

11. Planetengetriebe (30) nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Planetenradteil (81-1) durch ein erstes Kreissegment des Planetenrads (34) mit dem ersten Verzahnungsdurchmesser und der zweite Planetenradteil (81-2) durch ein zweites Kreissegment des Planetenrads (34) mit dem zweiten Verzahnungsdurchmesser gebildet wird.
12. Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (68) mit einem ersten Drehmomentübertragungsweg (18-1) einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100), ein Sonnenrad (28) mit einem zweiten Drehmomentübertragungsweg (18-2) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) gekoppelt ist, und das Planetengetriebe (30) eine Koppelanordnung (20) zur Überlagerung von über die Drehmomentübertragungswege (18-1; 18-2) geleiteten Drehmomenten bildet.
13. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Drehmomentübertragungsweg (18-1) eine Phasenschieberanordnung (42) umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg (18-1) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich von über den zweiten Drehmomentübertragungsweg (18-2) geleiteten Drehungleichförmigkeiten.
14. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Phasenschieberanordnung (42) eine Primärseite und eine mit dieser durch eine Federanordnung (57) gekoppelte Sekundärseite aufweist, wobei die Sekundärseite durch einen einstückigen Massegrundkörper (82) zur Bereitstellung eines Massenträgheitsmoments gebildet ist, wobei in den Massegrundkörper (82) die Hohlradverzahnung zum Kämmen mit dem Planetenrad (34) eingeformt ist.
15. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Federanordnung (57) radial an dem Massegrundkörper (82) abstützt.
16. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, dass der Massegrundkörper (82) in einen Federkanal der Federanordnung (57) ragende Stege aufweist, welche einer Feder der Federanordnung als Anschläge in Umfangsrichtung dienen.

17. Planetengetriebe (30) nach einem der Ansprüche 14 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass eine Nabenscheibe (61) der Primärseite von radial innen nach radial außen in die Federanordnung (57) der Phasenschieberanordnung (42) eingreift.
18. Planetengetriebe (30) nach einem der Ansprüche 12 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass ein Turbinenrad (75) eines axial neben der Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) angeordneten Drehmomentwandlers (90) über eine Steckverzahnung (102) drehfest um eine Drehachse (A) mit einem ersten Ausgangsbereich (52; 71) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) bezüglich des ersten Drehmomentübertragungswegs (18-1) gekoppelt ist.
19. Planetengetriebe (30) nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Ausgangsbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) einen Träger (52; 71) für das Hohlrad (68) umfasst, wobei der Träger (52; 71) über die Steckverzahnung (102) drehfest mit dem Turbinenrad gekoppelt ist.
20. Kraftfahrzeug mit einem Planetengetriebe (30) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

1/16

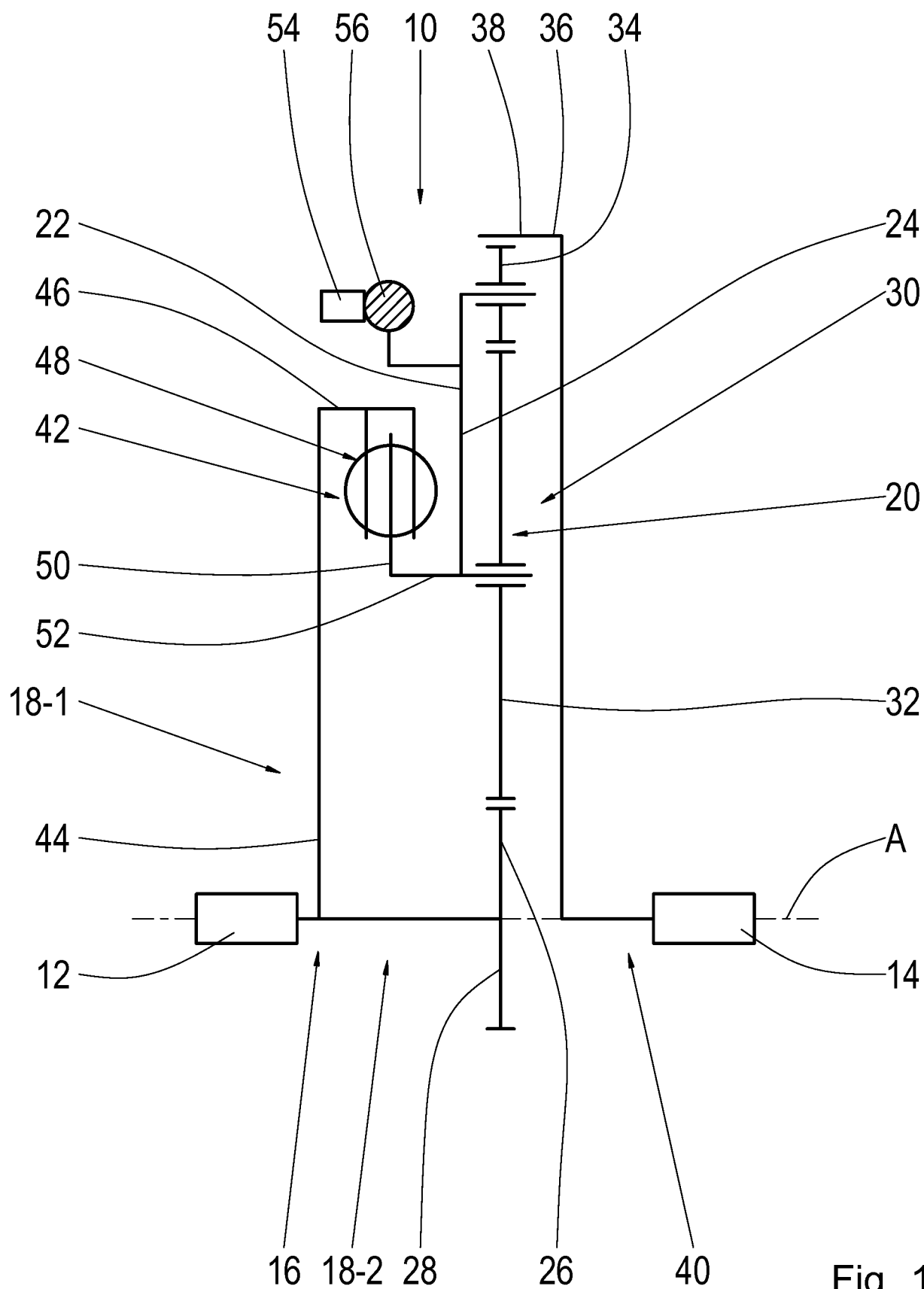


Fig. 1

2/16

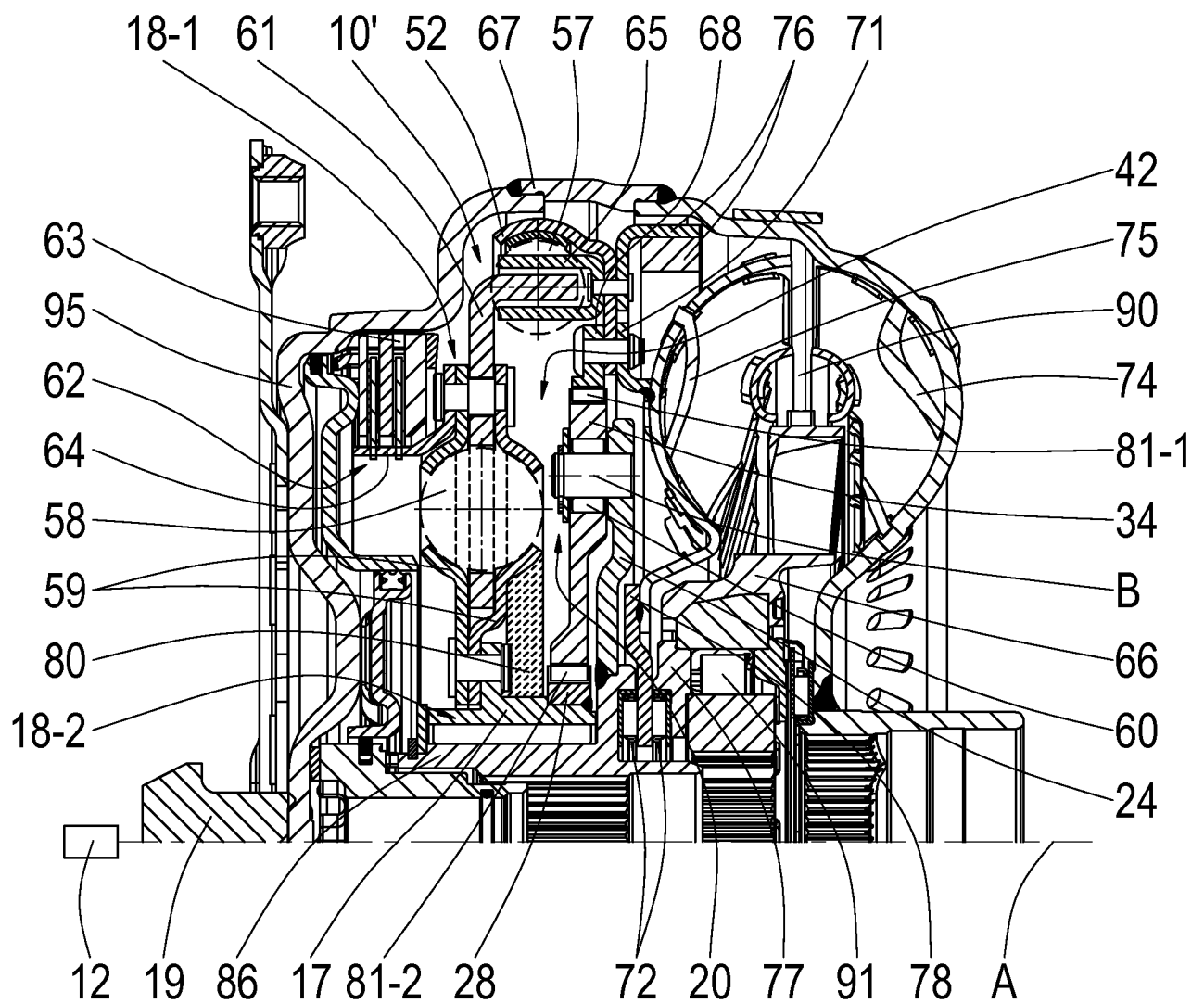


Fig. 2a

3/16

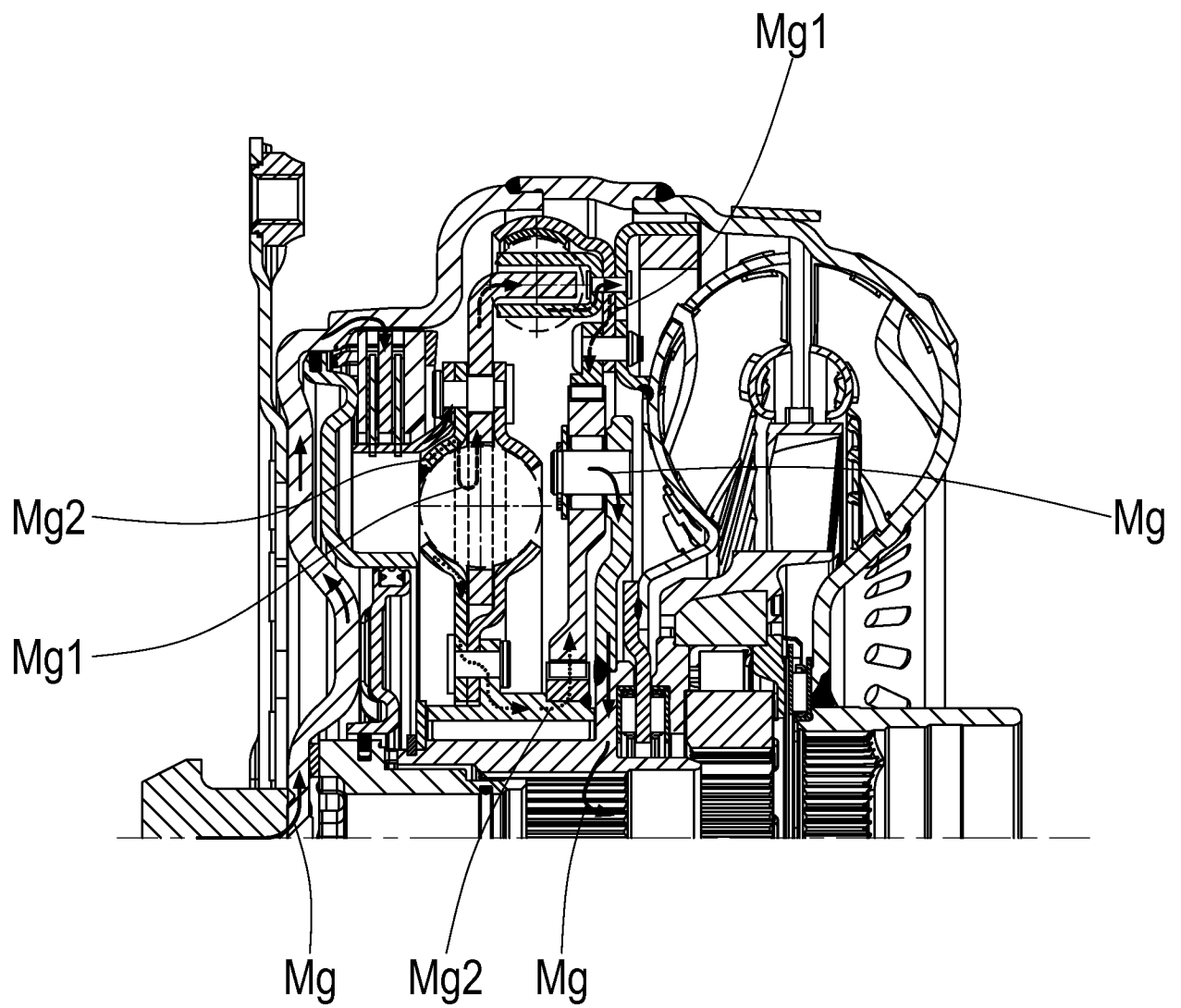


Fig. 2b

4/16

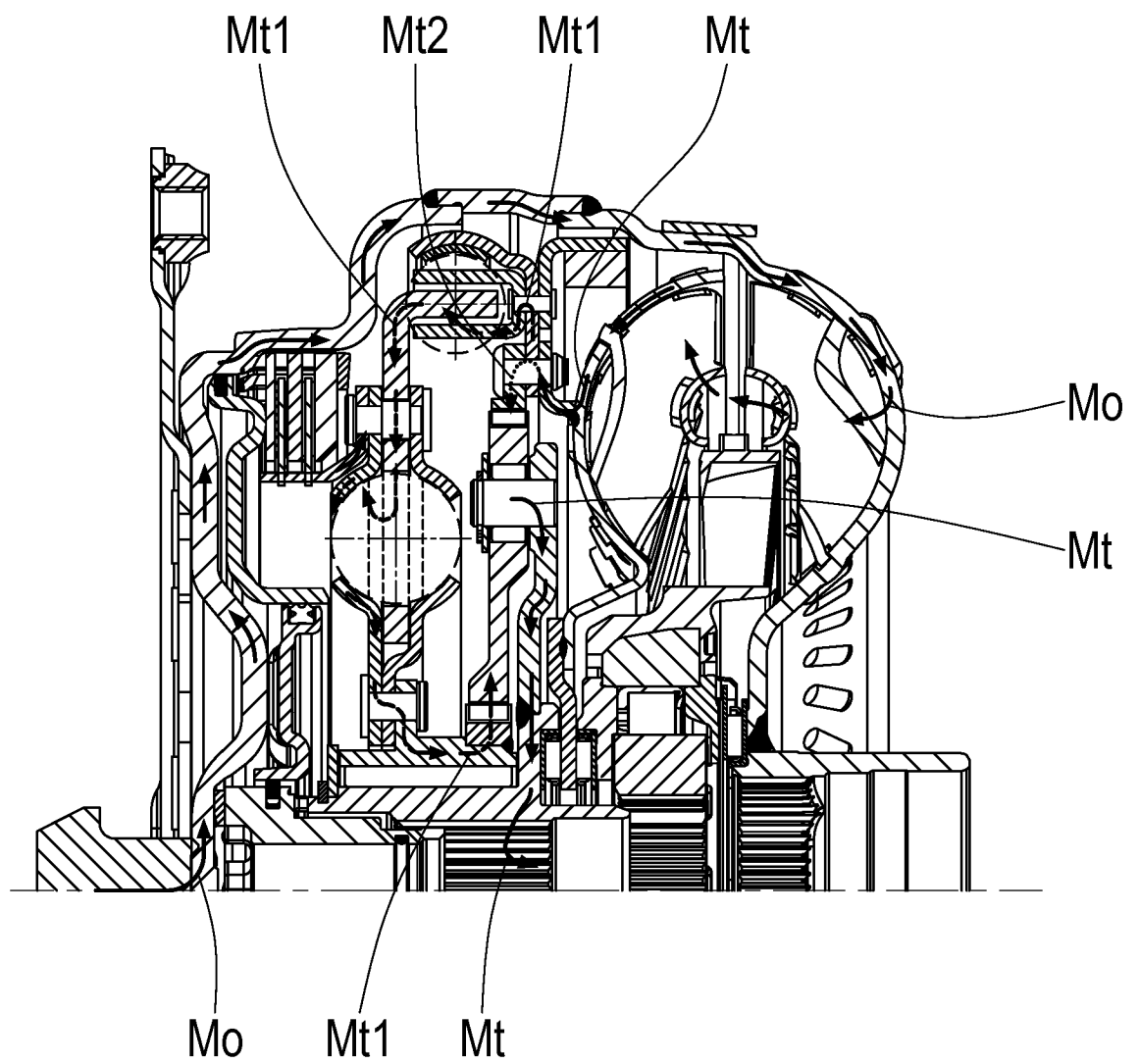


Fig. 2c

5/16

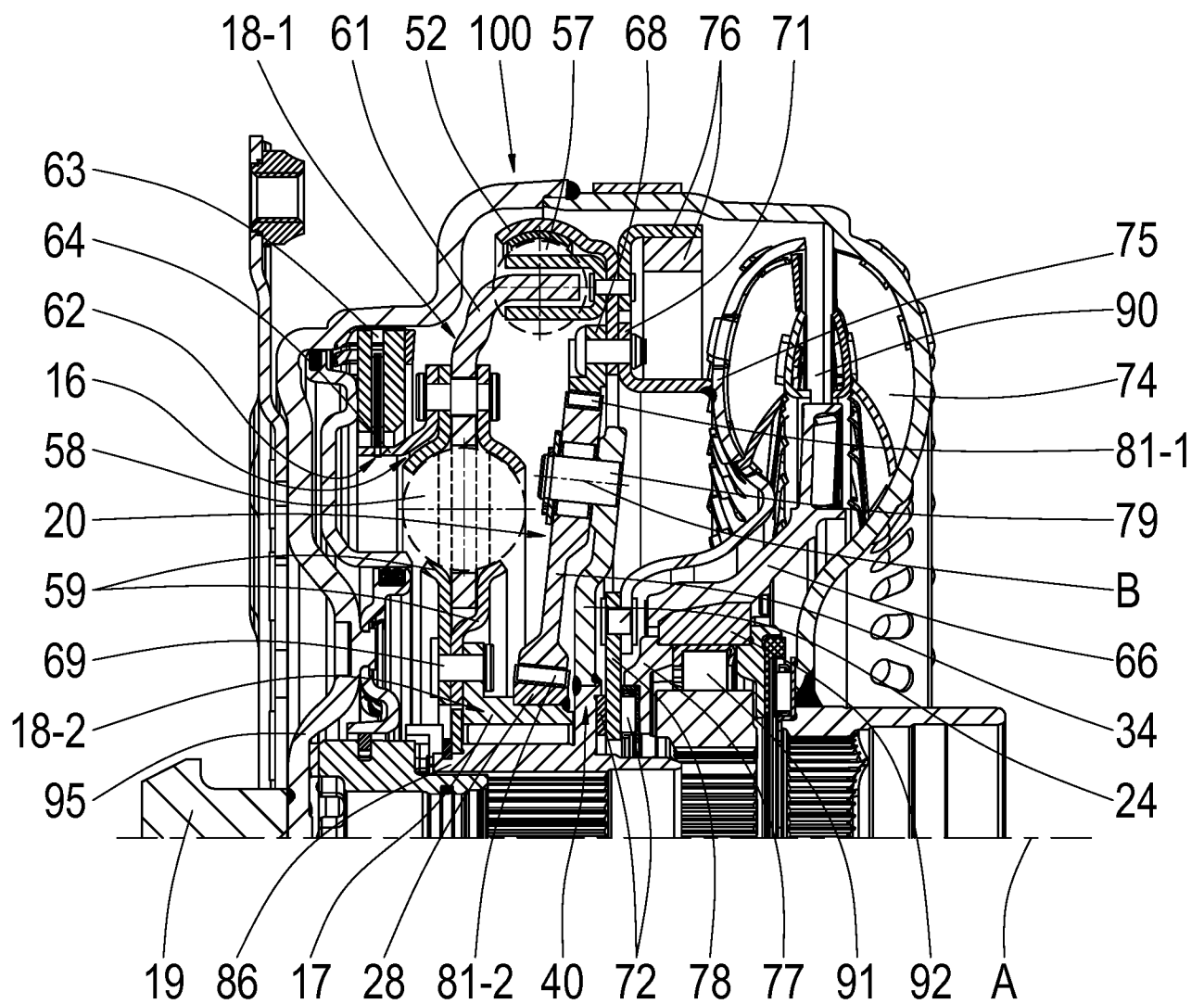


Fig. 3

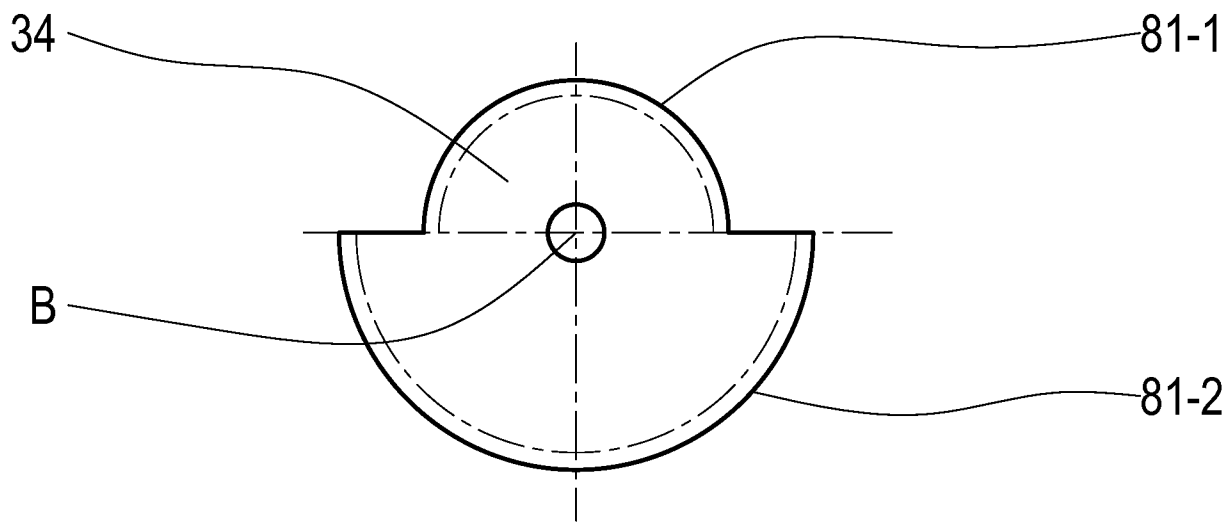


Fig. 4a

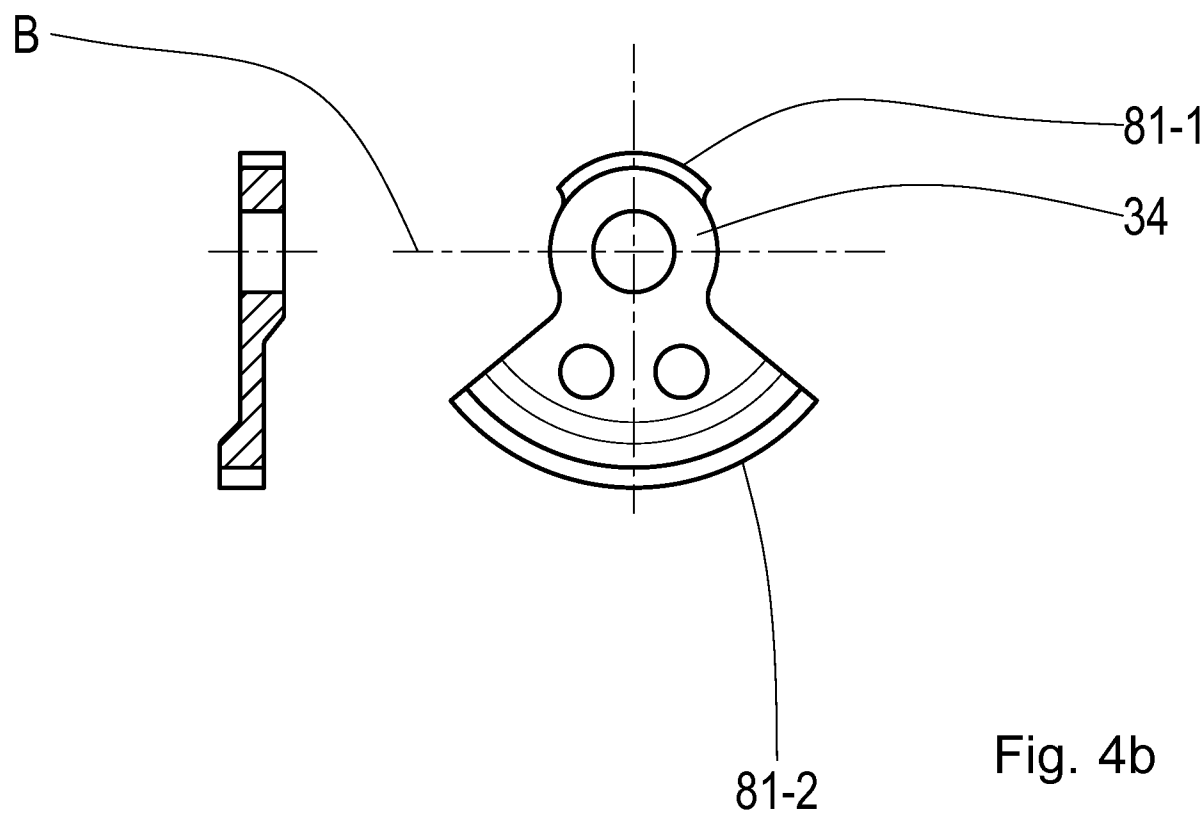


Fig. 4b

7/16

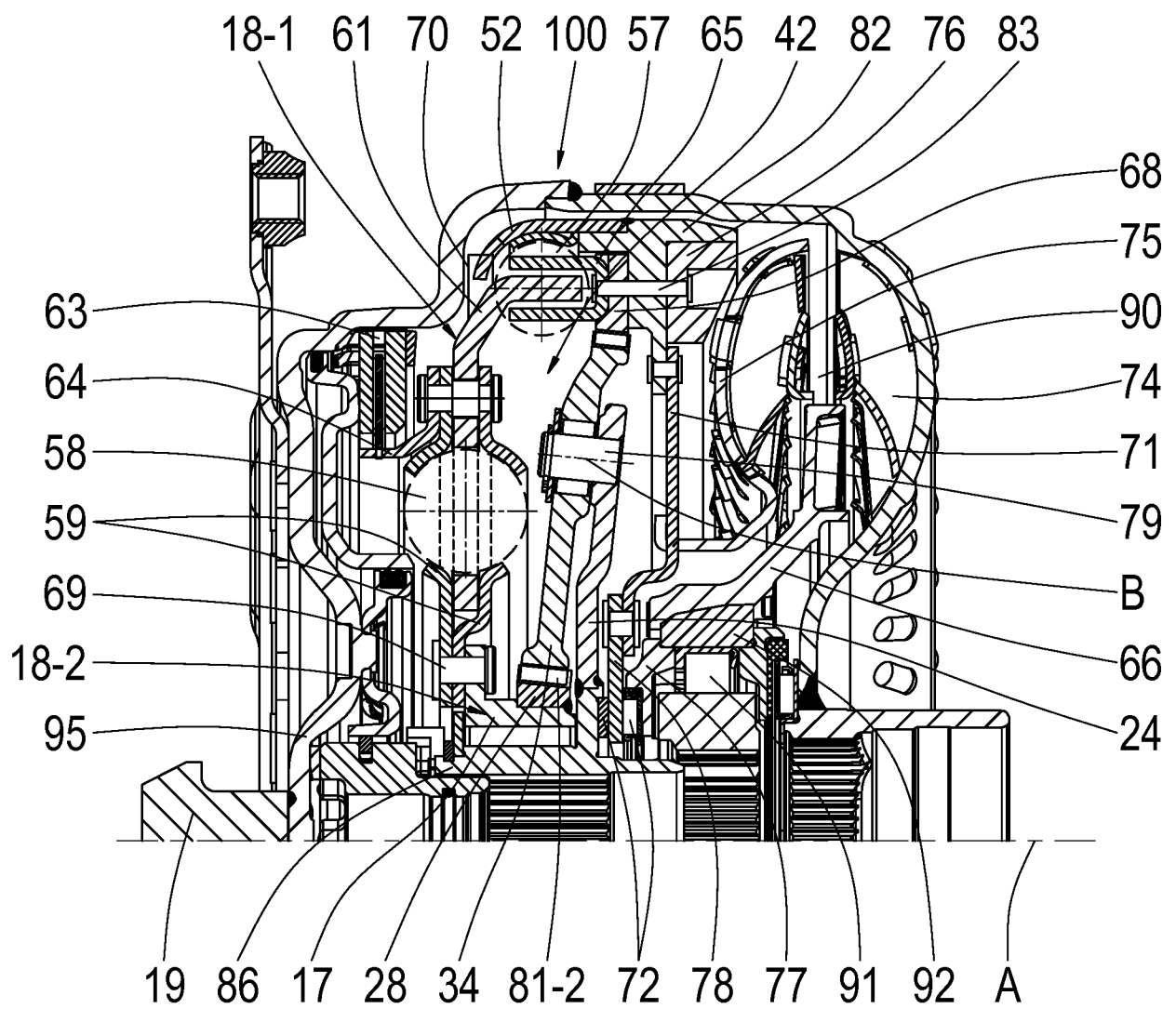


Fig. 5

8/16

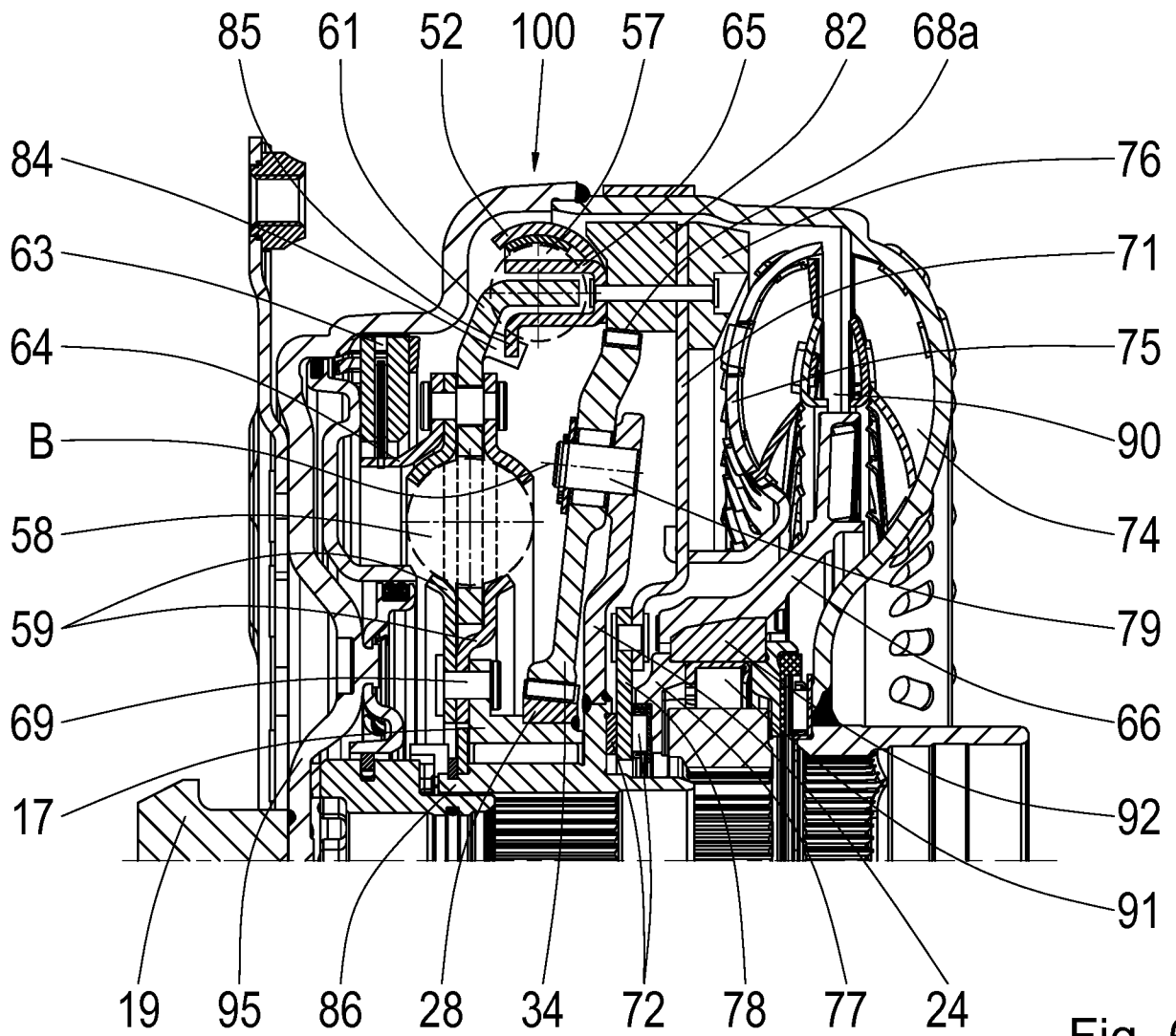


Fig. 6

9/16

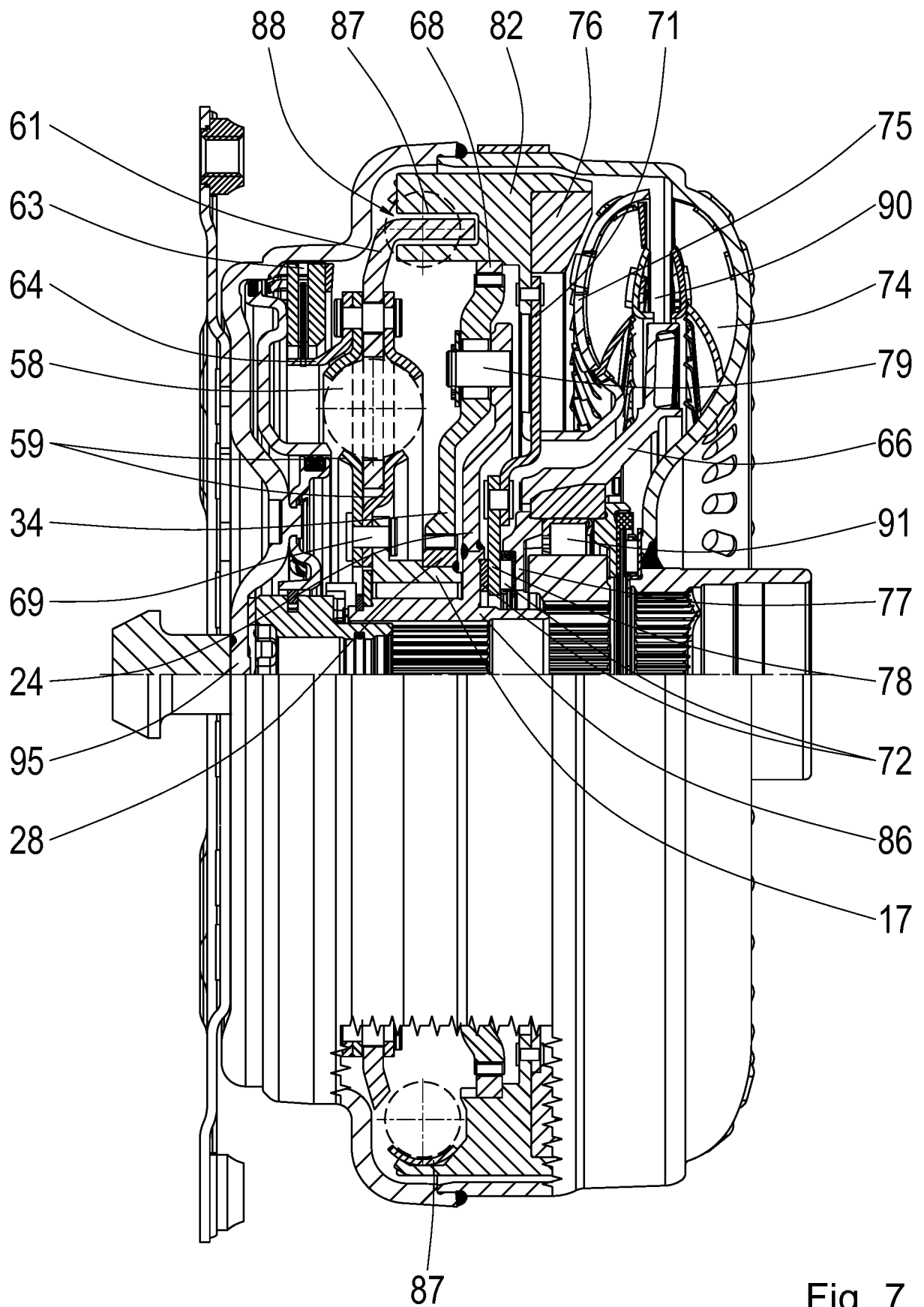


Fig. 7

10/16

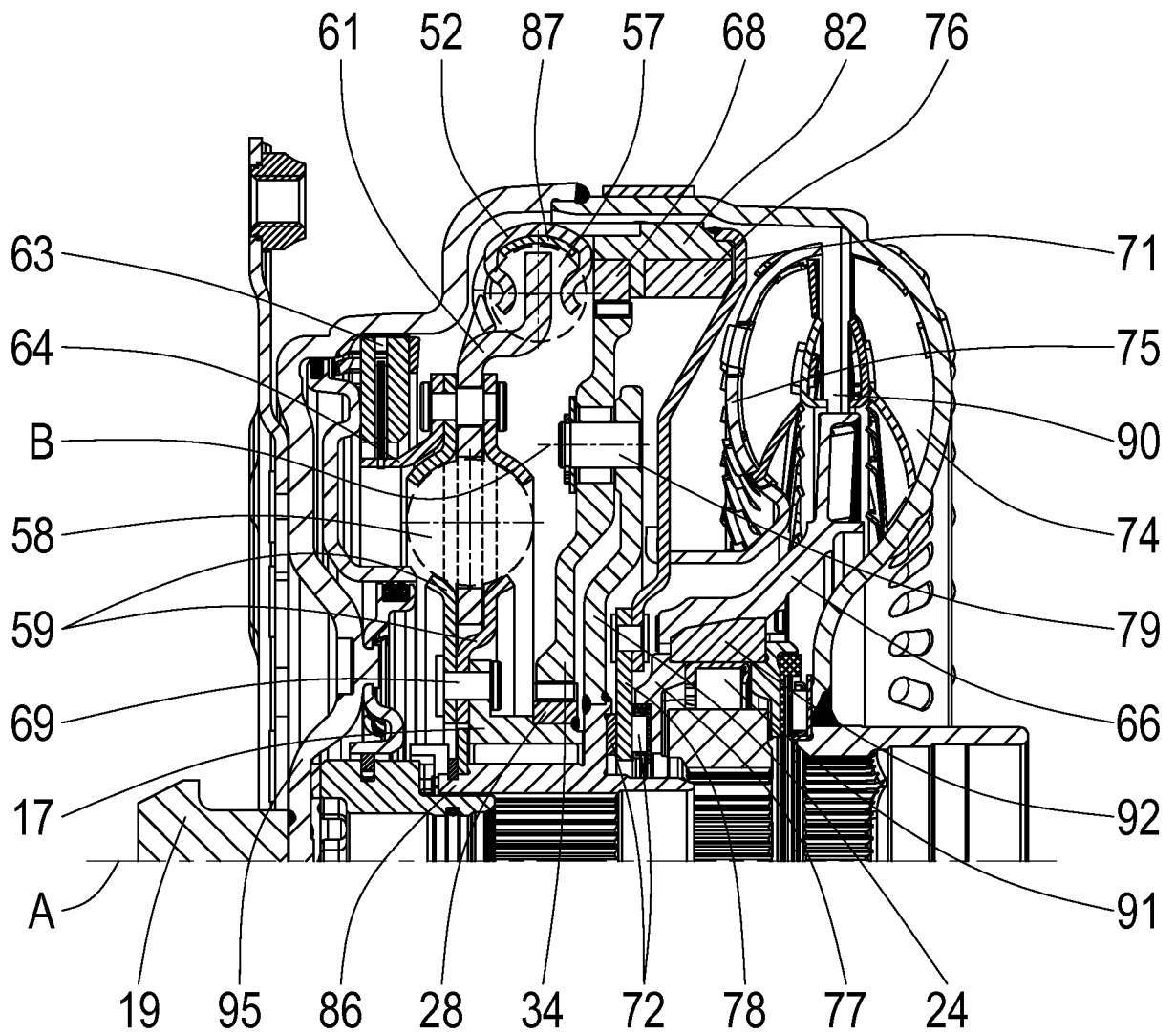


Fig. 8

11/16

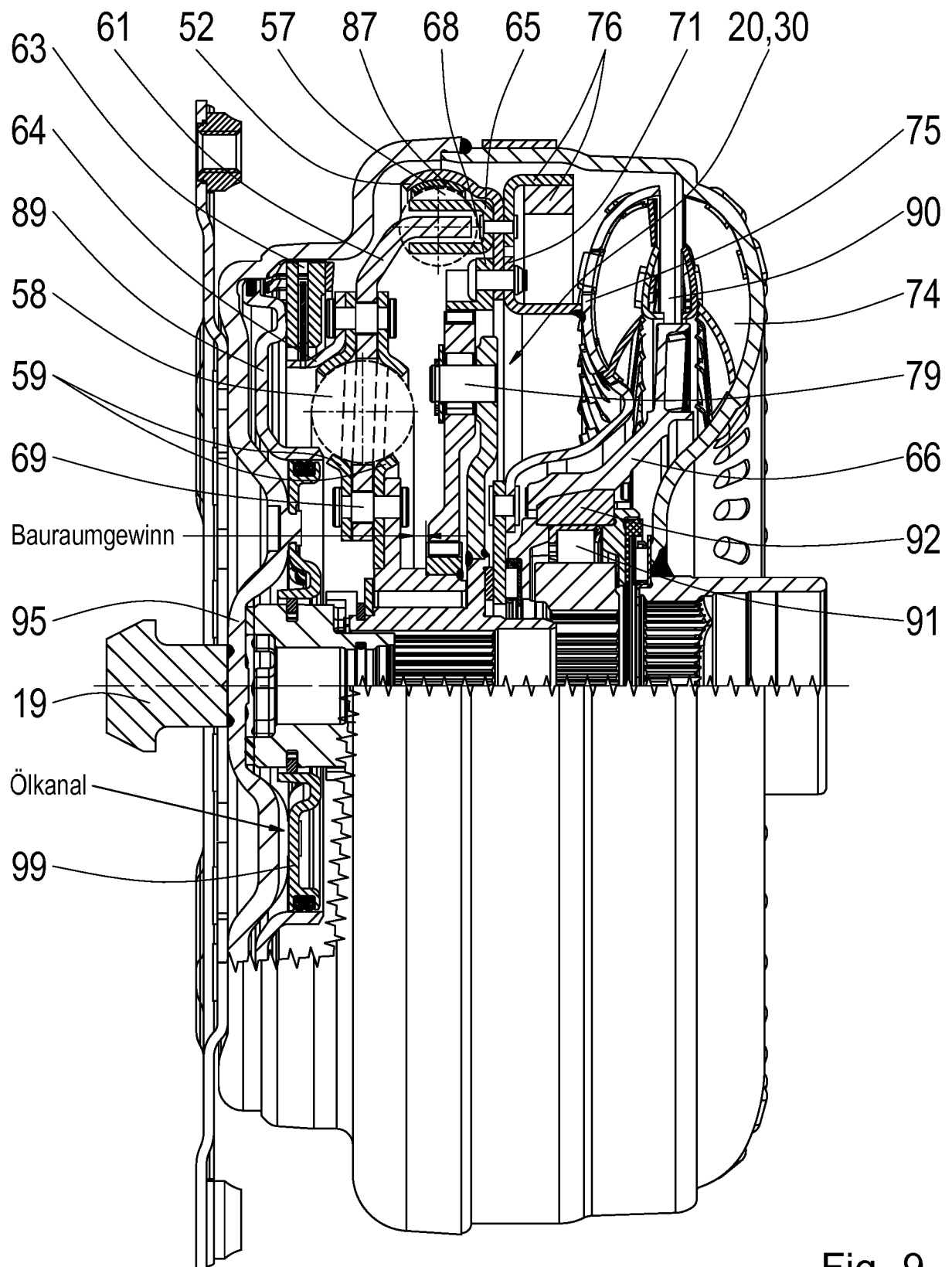


Fig. 9

12/16

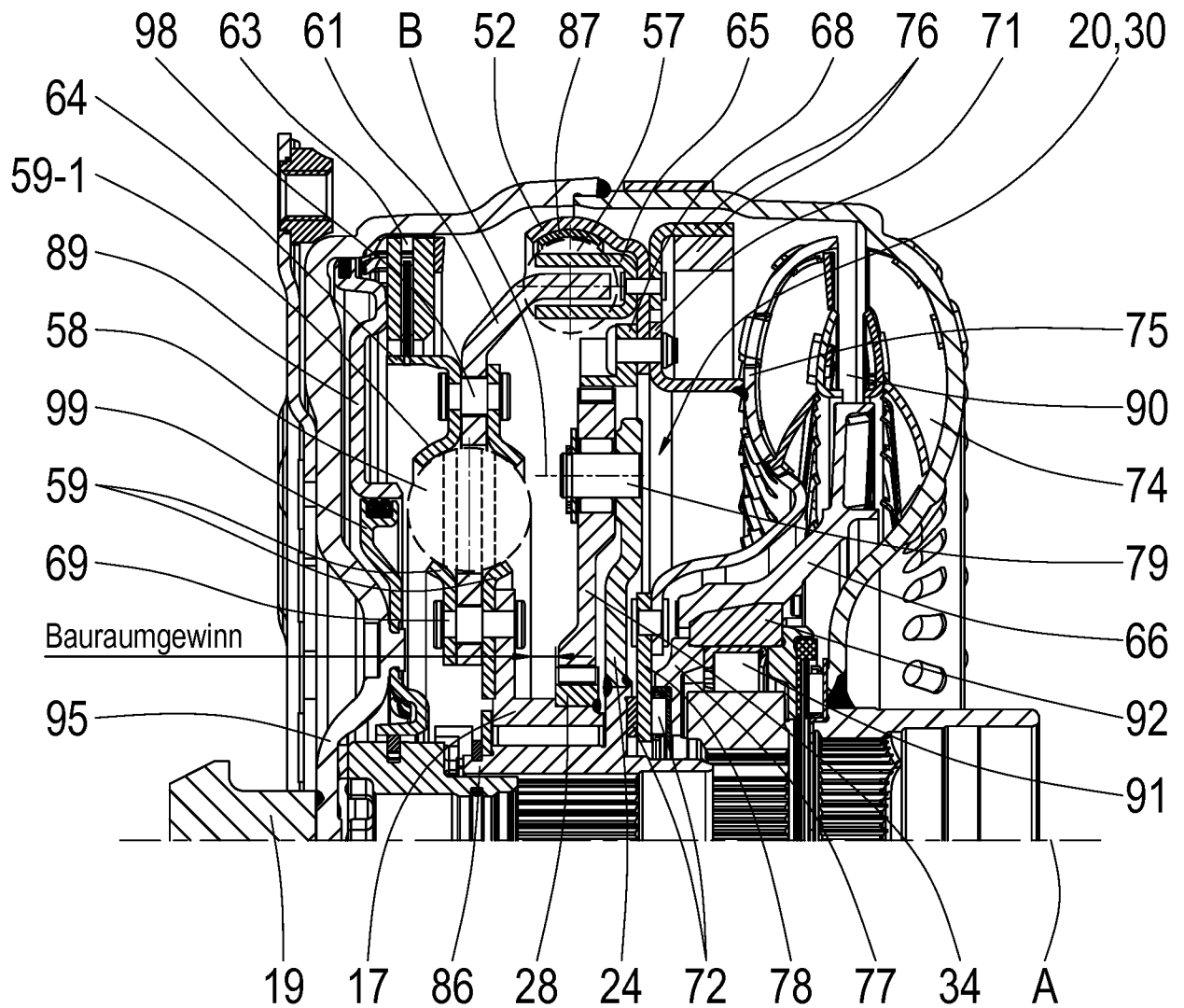


Fig. 10

13/16

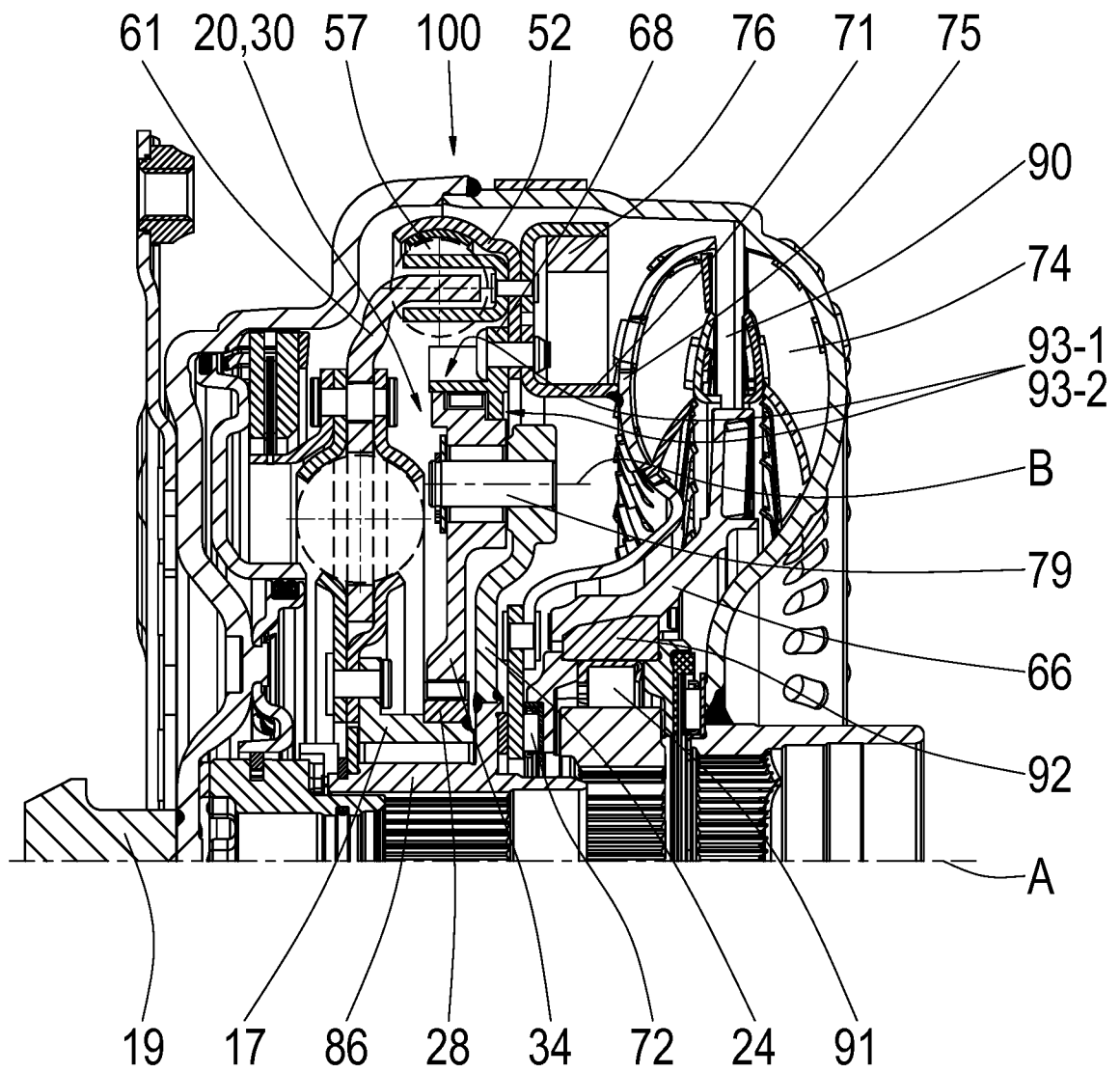


Fig. 11

14/16

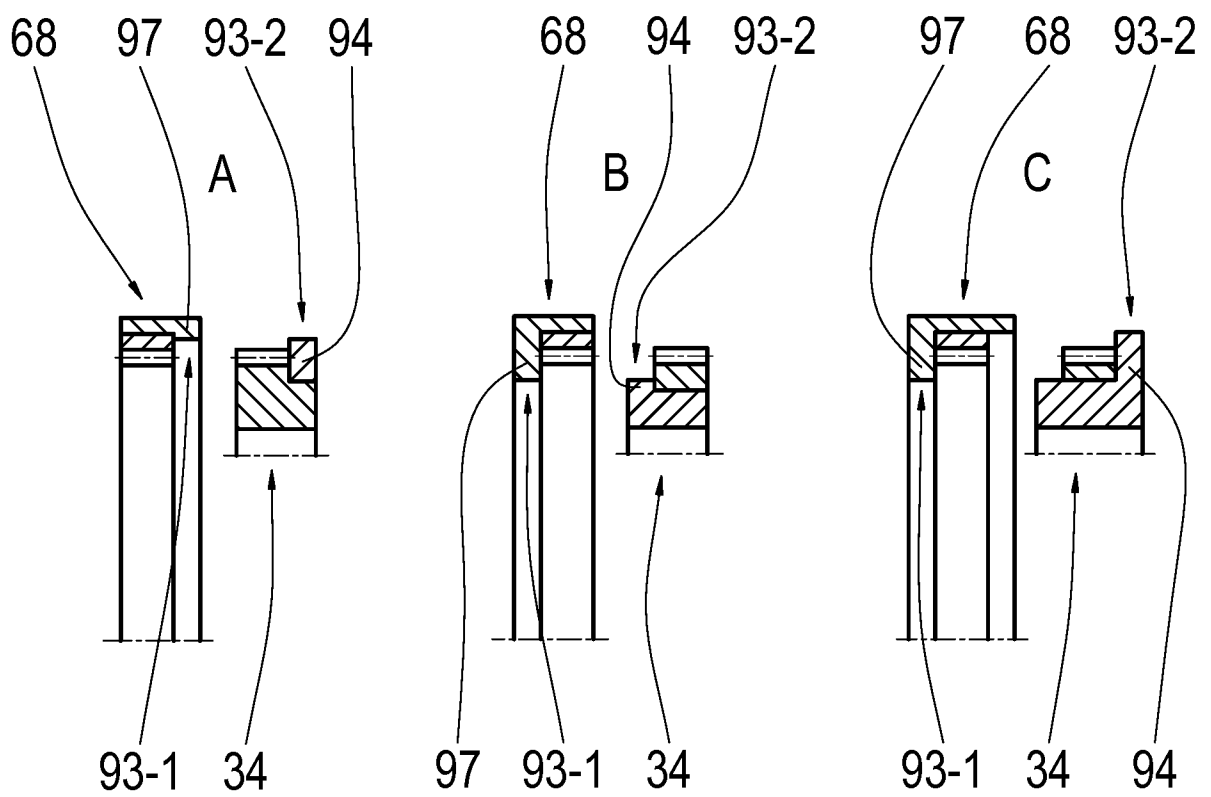


Fig. 12

15/16

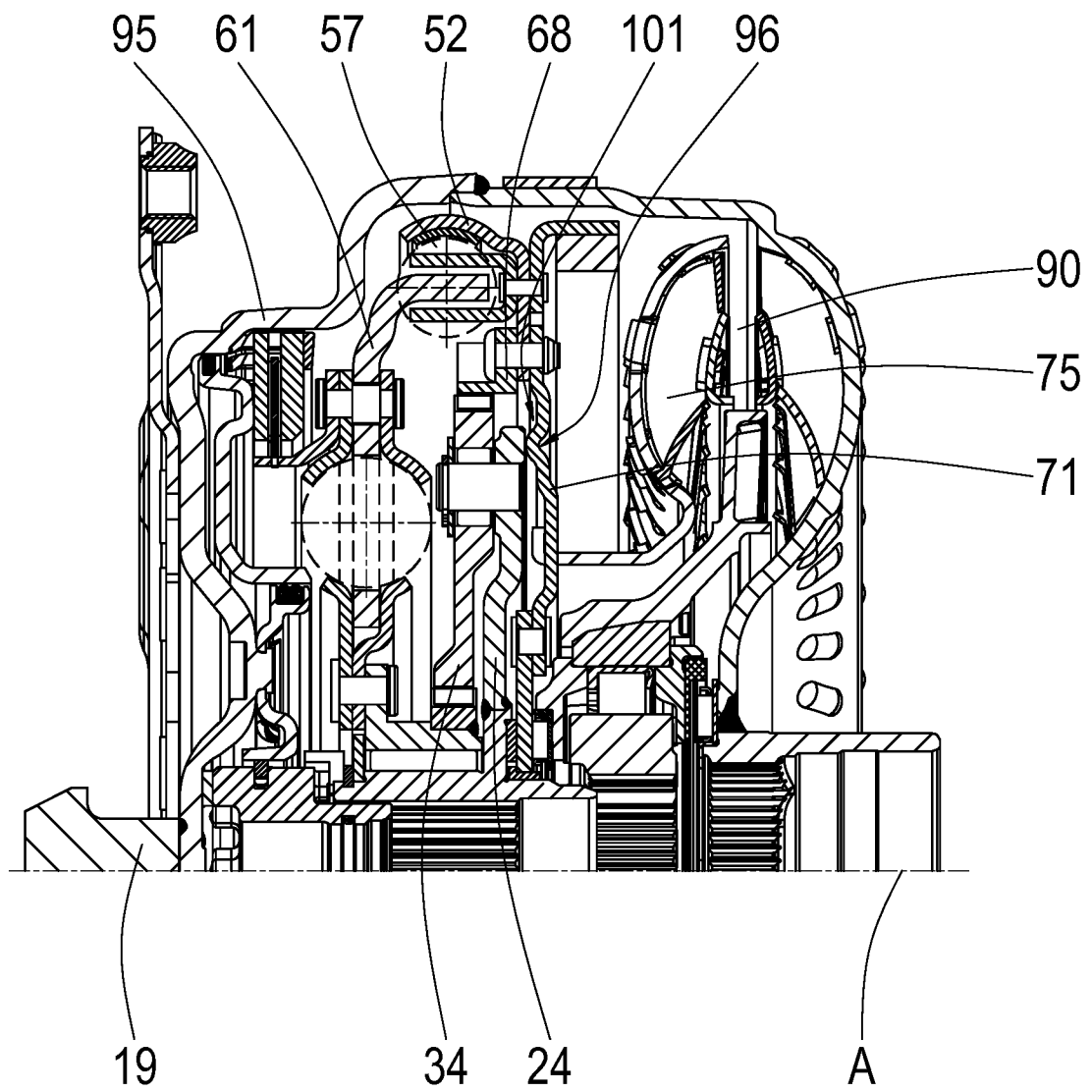


Fig. 13

16/16

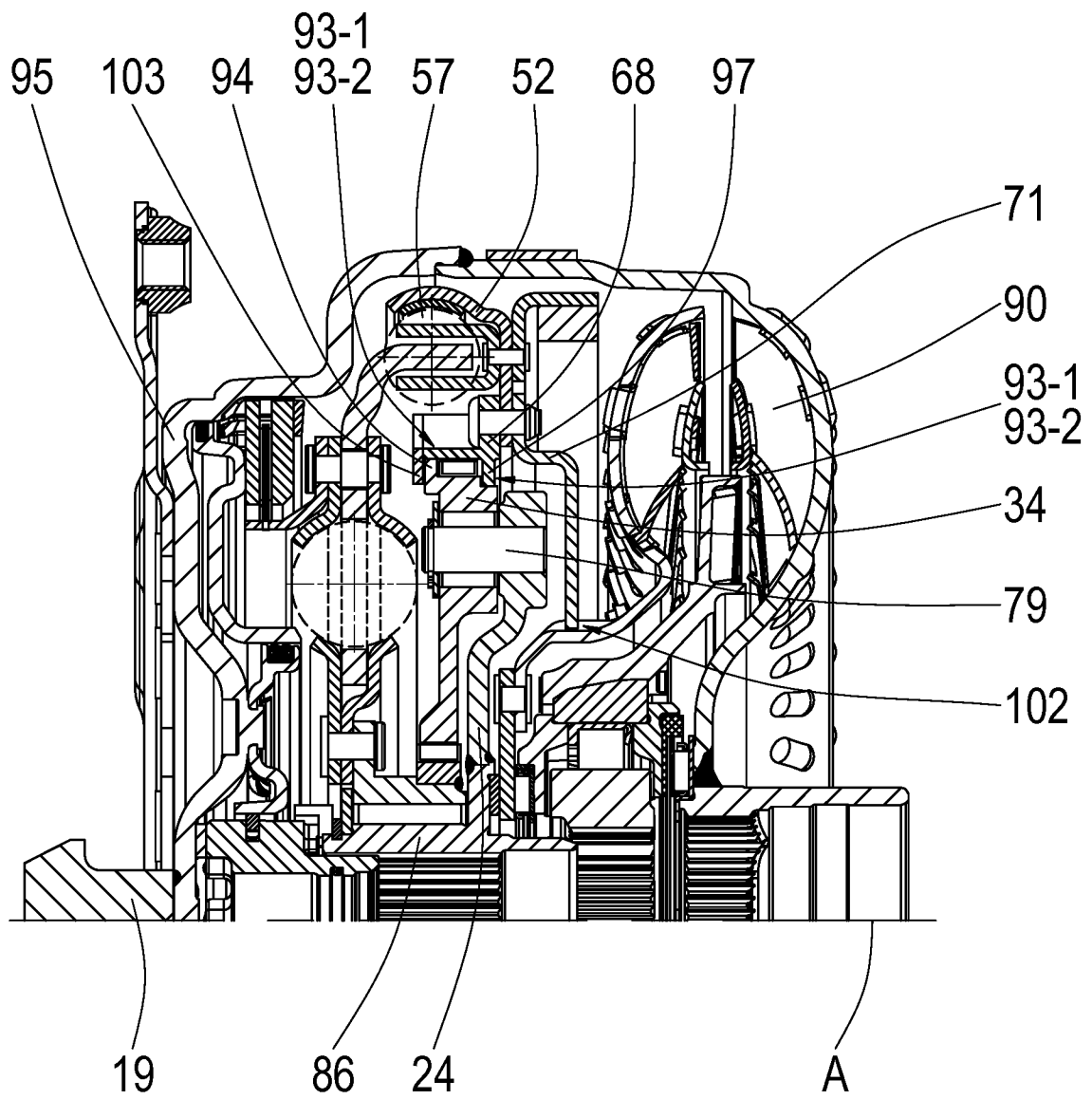


Fig. 14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2014/063142

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F16H57/08 F16H45/02 F16F15/131 ADD.		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F16H F16F		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) EPO-Internal, WPI Data		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 914 443 A1 (SUGITANI NOBUYOSHI [JP]) 23 April 2008 (2008-04-23) paragraph [0146] - paragraph [0150]; figure 8	1,20
A	----- DE 10 2011 007118 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1 December 2011 (2011-12-01) cited in the application the whole document	1-20
A	----- DE 10 2007 032678 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 22 January 2009 (2009-01-22) the whole document	1-20
A	----- DE 94 14 314 U1 (FICHTEL & SACHS AG [DE]) 24 November 1994 (1994-11-24) the whole document -----	1-20
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> ☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex. </div>		
<div style="display: flex;"> <div style="flex: 1;"> <p>* Special categories of cited documents :</p> <p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> </div> <div style="flex: 1;"> <p>"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art</p> <p>"&" document member of the same patent family</p> </div> </div>		
Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report	
2 October 2014	13/10/2014	
Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer Masset, Candie	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2014/063142

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
EP 1914443	A1	23-04-2008	CN	101228367 A		23-07-2008
			EP	1914443 A1		23-04-2008
			JP	4012940 B2		28-11-2007
			US	2010167867 A1		01-07-2010
			WO	2007017935 A1		15-02-2007

DE 102011007118	A1	01-12-2011	CN	102906458 A		30-01-2013
			CN	102906459 A		30-01-2013
			CN	102906460 A		30-01-2013
			CN	102918302 A		06-02-2013
			CN	102918303 A		06-02-2013
			CN	102959282 A		06-03-2013
			DE	102011007118 A1		01-12-2011
			EP	2577103 A1		10-04-2013
			EP	2577104 A1		10-04-2013
			EP	2577105 A1		10-04-2013
			EP	2577106 A1		10-04-2013
			EP	2577107 A1		10-04-2013
			EP	2577108 A1		10-04-2013
			EP	2703687 A2		05-03-2014
			US	2013068580 A1		21-03-2013
			US	2013072338 A1		21-03-2013
			US	2013072346 A1		21-03-2013
			US	2013085030 A1		04-04-2013
			US	2013113308 A1		09-05-2013
			US	2013203541 A1		08-08-2013
			WO	2011147486 A1		01-12-2011
			WO	2011147487 A1		01-12-2011
			WO	2011147488 A1		01-12-2011
			WO	2011147597 A1		01-12-2011
			WO	2011147598 A1		01-12-2011
			WO	2011147633 A1		01-12-2011

DE 102007032678	A1	22-01-2009	NONE			

DE 9414314	U1	24-11-1994	BR	9405185 A		01-08-1995
			CN	1109563 A		04-10-1995
			DE	4447629 C2		11-09-1997
			DE	9414314 U1		24-11-1994
			ES	2113270 A1		16-04-1998
			FR	2714131 A1		23-06-1995
			GB	2285109 A		28-06-1995
			JP	3535244 B2		07-06-2004
			JP	H07208547 A		11-08-1995
			US	5551928 A		03-09-1996
			US	5634866 A		03-06-1997
			US	5766109 A		16-06-1998

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2014/063142

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H57/08 F16H45/02 F16F15/131
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16H F16F

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 1 914 443 A1 (SUGITANI NOBUYOSHI [JP]) 23. April 2008 (2008-04-23) Absatz [0146] - Absatz [0150]; Abbildung 8 -----	1,20
A	DE 10 2011 007118 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1. Dezember 2011 (2011-12-01) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument -----	1-20
A	DE 10 2007 032678 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 22. Januar 2009 (2009-01-22) das ganze Dokument -----	1-20
A	DE 94 14 314 U1 (FICHTEL & SACHS AG [DE]) 24. November 1994 (1994-11-24) das ganze Dokument -----	1-20



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

2. Oktober 2014

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

13/10/2014

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Masset, Candie

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2014/063142

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 1914443	A1	23-04-2008	CN	101228367 A		23-07-2008
			EP	1914443 A1		23-04-2008
			JP	4012940 B2		28-11-2007
			US	2010167867 A1		01-07-2010
			WO	2007017935 A1		15-02-2007

DE 102011007118	A1	01-12-2011	CN	102906458 A		30-01-2013
			CN	102906459 A		30-01-2013
			CN	102906460 A		30-01-2013
			CN	102918302 A		06-02-2013
			CN	102918303 A		06-02-2013
			CN	102959282 A		06-03-2013
			DE	102011007118 A1		01-12-2011
			EP	2577103 A1		10-04-2013
			EP	2577104 A1		10-04-2013
			EP	2577105 A1		10-04-2013
			EP	2577106 A1		10-04-2013
			EP	2577107 A1		10-04-2013
			EP	2577108 A1		10-04-2013
			EP	2703687 A2		05-03-2014
			US	2013068580 A1		21-03-2013
			US	2013072338 A1		21-03-2013
			US	2013072346 A1		21-03-2013
			US	2013085030 A1		04-04-2013
			US	2013113308 A1		09-05-2013
			US	2013203541 A1		08-08-2013
			WO	2011147486 A1		01-12-2011
			WO	2011147487 A1		01-12-2011
			WO	2011147488 A1		01-12-2011
			WO	2011147597 A1		01-12-2011
			WO	2011147598 A1		01-12-2011
			WO	2011147633 A1		01-12-2011

DE 102007032678	A1	22-01-2009	KEINE			

DE 9414314	U1	24-11-1994	BR	9405185 A		01-08-1995
			CN	1109563 A		04-10-1995
			DE	4447629 C2		11-09-1997
			DE	9414314 U1		24-11-1994
			ES	2113270 A1		16-04-1998
			FR	2714131 A1		23-06-1995
			GB	2285109 A		28-06-1995
			JP	3535244 B2		07-06-2004
			JP	H07208547 A		11-08-1995
			US	5551928 A		03-09-1996
			US	5634866 A		03-06-1997
			US	5766109 A		16-06-1998
